

Torsional vibration damping apparatus

Publication number: DE19700851 (A1)

Publication date: 1997-07-24

Inventor(s): JAECKEL JOHANN [DE] +

Applicant(s): LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU [DE] +

Classification:

- international: F16F15/12; F16F15/131; F16F15/134; F16F15/139; F16F15/16;
F16F15/22; F16F15/30; F16F15/12; F16F15/131; F16F15/16;
F16F15/22; F16F15/30; (IPC1-7): F16F15/22; F16D13/60

- European: F16F15/131P; F16F15/139L

Application number: DE19971000851 1997011 3

Priority number(s): DE19971000851 1997011 3; DE19961001620 1996011 8

Also published as:

GB2309283 (A)

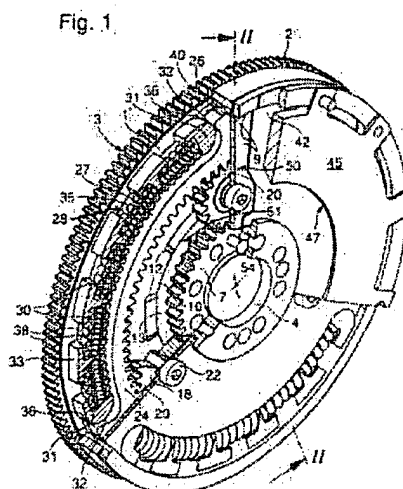
US5863274 (A)

JP9196122 (A)

FR2743855 (A1)

Abstract of DE 19700851 (A1)

Torsional vibration damping apparatus comprising first (1) and second (45) masses rotatable with and relative to each other about a common axis. Device for transmitting torque between the masses, including energy storing device acting in a circumferential direction of the masses, and a planetary. Device for limiting the magnitude of the torque which is transmittable between the masses. Device for connecting one of the masses to a rotary component (46) of a prime mover, and device for connecting the other of the masses with a rotary component of a transmission.



Data supplied from the *espacenet* database — Worldwide

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 197 00 851 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁶:
F 16 F 15/22
F 16 D 13/60

②1 Aktenzeichen: 197 00 851.8
②2 Anmeldetag: 13. 1. 97
④3 Offenlegungstag: 24. 7. 97

DE 197 00 851 A 1

⑥6 Innere Priorität:

196 01 620.7 18.01.96

⑦1 Anmelder:

LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 77815 Bühl,
DE

⑦2 Erfinder:

Jäckel, Johann, 76530 Baden-Baden, DE

⑤4 Torsionsschwingungsdämpfer

⑤7 Die Erfindung bezieht sich auf einen Torsionsschwin-
gungsdämpfer mit mindestens zwei relativ zueinander ver-
drehbaren Schwungmassen.

DE 197 00 851 A 1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf einen Torsionsschwingungsdämpfer mit mindestens zwei relativ zueinander verdrehbaren Schwungmassen, der sich seine besondere Ausgestaltung und Wirkungsweise entsprechend den vorliegenden Anmeldungsunterlagen auszeichnet.

Weiterhin betrifft die Erfindung einen Torsionsschwingungsdämpfer zum Aufnehmen bzw. Ausgleichen von Drehstößen, insbesondere von Drehmomentschwankungen einer Brennkraftmaschine, mit zwei entgegen der Wirkung einer im Kraftübertragungsweg zwischen den beiden Schwungmassen vorgesehenen, zumindest in Umfangsrichtung wirksame Kraftspeicher sowie ein Planetenradgetriebe umfassenden Dämpfungseinrichtung zueinander verdrehbaren Schwungmassen, von denen die eine mit der Brennkraftmaschine und die andere mit dem Eingangsteil eines Getriebes verbindbar ist.

Bei derartigen Torsionsschwingungsdämpfern können mit Hilfe des Planetengetriebes Massenträgheits- und Torsionsdämpfermomente übersetzt werden, so daß das schwingungstechnische Verhalten des Torsionsschwingungsdämpfers durch unterschiedliche Schaltungen gezielt beeinflußt bzw. verbessert werden kann. So läßt sich beispielsweise der Fahrkomfort dadurch erhöhen, daß die Federsteifigkeit zumindest in der ersten Stufe der Kennlinie weiter abgesenkt werden kann. Es besteht die Möglichkeit, außer der veränderlichen Gestaltung der Kennlinie mit Hilfe von in Reihe geschalteten Federn, Drehmomentspitzen dadurch zu reduzieren, daß die Trägheitsmomentveränderungen der freien, zueinander rotierenden Massen bewegungsabhängig sind. So wird eine fahrzeugspezifische Abstimmung des Zweimassenschwungrades bzw. des Torsionsschwingungsdämpfers ermöglicht. Durch unterschiedliche kinematische Anordnung des Planetengetriebes kann außerdem das Verhalten des Gesamtsystems in einem breiten Bereich beeinflußt werden. Dadurch daß gegenläufige Dämpfungskräfte in der freien Masse zur Federkraft auf die Eingangsseite des Planetensatzes zurückwirken, können Momentenspitzenbelastungen der Kurbelwelle verringert werden. Auf diese Weise werden Drehbeschleunigungen an der der Schwungradseite entgegengesetzten Seite der Kurbelwelle verringert, wodurch sich die Lebensdauer von Nebenaggregaten, die von dieser Seite angetrieben werden, erhöhen kann. Mit derartigen Torsionsschwingungsdämpfern können die drei Dämpfungsprinzipien Reibung, geschwindigkeitsproportionale Dämpfung und beschleunigungsproportionale Dämpfung miteinander verbunden werden.

Weiterhin bezieht sich die Erfindung auf einen Torsionsschwingungsdämpfer mit einem antriebsseitigen Übertragungselement, mit zumindest einem relativ zu demselben drehbaren Planetenträger, der mit wenigstens einem Planetenrad versehen ist, das einerseits mit einem Sonnenrad und andererseits mit einem Hohlrad in Eingriff steht, und mit einem abtriebsseitigen Übertragungselement, wobei eines der Übertragungselemente Ansteuermittel für eine Federeinrichtung aufweist, wobei sowohl dem antriebsseitigen Übertragungselement als auch dem abtriebsseitigen Übertragungselement jeweils eine Schwungmasse zugeordnet ist, von denen zumindest eine über die Federeinrichtung mit wenigstens einem als Zwischenmasse wirksamen Element (Sonnenrad, Planetenträger, Hohlrad) des Planetengetriebes verbunden ist, wobei die Zwischenmasse für eine von Drehzahl und Dreheinrichtung der beiden

Schwingmassen zueinander abhängige Bewegung antreibbar ist, wobei im Kraftübertragungsweg zwischen den beiden Schwungmassen ein Drehmomentbegrenzungsorgan vorgesehen ist.

Durch die DE 31 39 658 C2 ist, insbesondere in Fig. 3 und 4, ein Torsionsschwingungsdämpfer mit einem antriebsseitigen Übertragungselement in Form eines Belagträgers bekannt, der mit einem auf einer als abtriebsseitigen Übertragungselement wirksamen Nabe angeordneten Sonnenrad eines Planetengetriebes fest verbunden ist. Das letztgenannte weist einen gegenüber dem Belagträger zu einer begrenzten Relativdrehung befähigten, an der Nabe befestigten Planetenträger auf, an dem Planetenräder gelagert sind, die einerseits mit dem Sonnenrad und andererseits mit einem an Deckblechen für die Nabe befestigten Hohlrad in Eingriff stehen, das gegenüber der Nabe relativ drehbar ist. Die Deckbleche weisen Ausnehmungen für je eine Federeinrichtung auf, die durch Anlagekanten für die jeweilige Federeinrichtung begrenzt sind.

Die Einleitung eines von einem Antrieb erzeugten Drehmomentes erfolgt bei diesem Torsionsschwingungsdämpfer über den Belagträger auf das Sonnenrad. Drehmomentschwankungen bewirken beim Abrollen der Planetenräder eine Relativdrehung von Planetenträger und Hohlrad, die eine Lageänderung der Deckbleche gegenüber der Nabe bewirken. Hierdurch werden die Federeinrichtungen verformt.

Bei entsprechender Wahl des Übersetzungsverhältnisses am Planetengetriebe kann der Drehwinkel zur Verformung der Federelemente im Vergleich zu einem Torsionsschwingungsdämpfer ohne Planetengetriebe verändert und damit der störende Einfluß von Drehmomentschwankungen vermindert werden. Wegen des abtriebsseitig bei derartigen Torsionsschwingungsdämpfern geringen Massenträgheitsmoments ist aber das Vermögen, größere Drehmomentschwankungen aufzunehmen, begrenzt.

Um auch größere Drehmomentschwankungen aufnehmen zu können, hat sich ein Zweimassen-Schwungrad als vorteilhaft herausgestellt, wie es beispielsweise in der DE 36 30 398 C2 beschrieben ist. Hierbei wird zwischen einer antriebsseitigen Schwungmasse und einer abtriebsseitigen Schwungmasse eine Federeinrichtung angeordnet, durch die eine Relativbewegung der beiden Schwungmassen gegeneinander ermöglicht wird. Bei derartigen Zweimassen-Schwungrädern werden eingeleitete Drehmomente allerdings ohne Übersetzung im Torsionsschwingungsdämpfer an die Abtriebsseite übertragen.

Ein derartiger Torsionsschwingungsdämpfer läßt sich so ausbilden, daß dieser Drehmomente mit vorbestimmbarer Übersetzung übertragen und auch große Drehmomentschwankungen abbauen kann.

Durch Ausbildung des Torsionsschwingungsdämpfers mit einer antriebs- sowie einer abtriebsseitigen Schwungmasse und einem mit zumindest einer der beiden Schwungmassen verbundenen Element eines Planetengetriebes, wie beispielsweise Sonnenrad, Planetenträger oder Hohlrad, das als Zwischenmasse bezeichnet ist, wird folgendes erreicht:

Wenn an einer der Schwungmassen ein Drehmoment eingeleitet wird, das eine Relativbewegung dieser Schwungmasse gegenüber der jeweils anderen auslöst, wird ein erstes Teilmoment an die andere Schwungmasse, ein zweites Teilmoment dagegen an die Zwischenmasse übertragen, wobei diese Teilmomente hinsichtlich Betrag und Wirkrichtung von der Ausbildung des

Planetengetriebes und dessen Anbindung an die Schwungmassen abhängig ist. Es ist ohne weiteres möglich, daß jedes dieser Teilmomente größer als das eingeleitete Drehmoment ist, die beiden Teilmomente aber, bedingt durch die erfindungsgemäße Anordnung der Federeinrichtung zwischen jeweils zwei Massen (Schwung- oder Zwischenmasse) aufgrund der Verformung der Federeinrichtung mit unterschiedlichen Auslenkwinkeln einander entgegenwirken, so daß das abgegebene Drehmoment betragsmäßig zwar wieder in der Größenordnung des eingeleiteten liegt, aber, bedingt durch die eine Glättung des Momentenverlaufs bewirkende Federdeformation, nahezu ohne Momentenschwankungen an ein nachgeschaltetes Getriebe übertragbar ist. Große Teilmomente haben hierbei eine geringe Drehzahldifferenz der Zwischenmasse gegenüber der jeweils abtriebsseitigen Schwungmasse zur Folge, so daß an der Federeinrichtung, die einerseits an der Zwischenmasse und andererseits an einer der beiden Schwungmassen angreift, nur eine relativ kleine Verformung auftritt. Die durch die Massen bedingte Trägheit wirkt aufgrund der großen Teilmomente scheinbar gering. Umgekehrt haben durch entsprechende Ausbildung des Torsionsschwingungsdämpfers bewirkte kleine Teilmomente an der Zwischenmasse und der jeweiligen ausgangsseitigen Schwungmasse eine große Drehzahldifferenz zur Folge, was eine erhebliche Verformung der Federeinrichtung und die Wirkung einer scheinbar großen Trägheit der mit der Federeinrichtung in Eingriff stehenden Massen zur Folge hat.

Bei Kenntnis dieses Sachverhaltes ist die Ausbildung des Planetengetriebes sowie die Anbindung der Zwischenmasse an zumindest eine der beiden Schwungmassen so auszulegen, daß ein antriebsseitig aufgenommener Momentenstoß soweit als möglich gedämpft und an der abtriebsseitigen Schwungmasse wieder abgegeben wird. Welche Schwungmasse hierbei antriebs- bzw. abtriebsseitig ist, wird durch die jeweilige Einbaulage des Torsionsschwingungsdämpfers bestimmt.

Bei einem Wechsel von einer der möglichen Betriebsarten auf die jeweils andere, also beispielsweise von Zug- auf Schubbetrieb, wird vorzugsweise eine Änderung der Übersetzung erfolgen, da diese von den Zahnzahlen des Sonnen- sowie des Hohlrades im Verhältnis zueinander bestimmt wird.

Der Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, derartige Torsionsschwingungsdämpfer insbesondere hinsichtlich ihrer Betriebssicherheit und Dauerfestigkeit zu verbessern.

Dies wird gemäß der Erfindung dadurch erreicht, daß im Kraftübertragungsweg zwischen den beiden Schwungmassen ein Drehmomentbegrenzungsorgan vorgesehen ist.

In den Ansprüchen 4 bis 6 sind beispielsweise bevorzugte Ausführungen einer Anbindung der Zwischenmasse an zumindest eine der beiden Schwungmassen sowie das Zusammenwirken der Zwischenmasse mit der zugeordneten Schwungmasse über die Federeinrichtung angegeben. Hierbei kann die Federeinrichtung abtriebsseitig angeordnet sein, d. h. sie greift zwischen der abtriebsseitigen Schwungmasse und der Zwischenmasse an, sie kann aber ebenso antriebsseitig vorgesehen sein, wobei sie zwischen der Zwischenmasse und der antriebsseitigen Schwungmasse eingesetzt ist. Weiterhin kann die Federeinrichtung zwischen den beiden Schwungmassen angreifen, wobei die Zwischenmasse nach Anspruch 5 mit beiden Schwungmassen verbunden ist, während sie gemäß 6 nur an einer von diesen

angreift.

Es kann von Vorteil sein, wenn eine der beiden Schwungmassen das Hohlrad und die Zwischenmasse den Planetenträger aufweist. Als zweckmäßig kann es sich erweisen, wenn eine der beiden Schwungmassen den Planetenträger und die Zwischenmasse das Hohlrad aufweist.

Wie oben bereits erläutert, entwickeln die Zahnräder des Planetengetriebes in Abhängigkeit vom Betrag der Teilmomente, die sich aus dem konstruktiven Aufbau des Planetengetriebes und dessen Anbindung an die zumindest eine Schwungmasse ergeben, bei Einleitung eines Drehmomentes eine Relativgeschwindigkeit zueinander. Bei hohen Teilmomenten kann diese so gering sein, daß die Elemente des Planetengetriebes außerhalb einer die Federeinrichtung umgebenden, mit pastenförmigem Medium zumindest teilweise gefüllten Kammer angeordnet sein können, beispielsweise entsprechend Anspruch 9 in einer Aussparung, da wegen der geringen Relativgeschwindigkeit der Zahnräder zueinander zwischen deren Zähnen verdrängtes pastenförmiges Medium nur eine vernachlässigbar geringe Dämpfungswirkung aufzubauen vermag.

Im Gegensatz dazu kann es bei höheren Relativgeschwindigkeiten sinnvoll sein, die Elemente des Planetengetriebes gemeinsam mit der Federeinrichtung in der mit pastenförmigem Medium zumindest teilweise gefüllten Kammer anzuordnen. Diese Kammer ist z. B. gemäß Anspruch 10 vorzugsweise in einer der beiden Schwungmassen ausgebildet, so daß ein Einfluß der Relativbewegung zwischen antriebs- und abtriebsseitiger Schwungmasse auf die Abdichtung der Kammer ausgeschlossen werden kann. Durch Befüllen der Kammer mit pastenförmigem Medium wird eine von der Winkelgeschwindigkeit des Planetenrades zum Hohlrad bzw. zum Sonnenrad abhängige Dämpfung erzielt, da die Zahnräder beim Abrollen aufeinander das zwischen den Zahnflanken vorhandene Medium in Achsrichtung verdrängen.

In Anspruch 11 ist eine weitere vorteilhafte Ausführung des erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers angegeben, bei dem durch Anordnung von Planetenträgern an beiden Seiten der Planetenräder eine zweite Funktion, nämlich eine Grobabdichtung des Zahnradraumes sowie des der Federeinrichtung zur Verfügung stehenden Raumes gegen Austreten des pastenförmigen Mediums erzielbar ist, indem die Planetenträger als axiale Trennwände wirksam sind, die radial weit nach innen gezogen sind, um einen Austritt des Mediums in diesem Bereich zu verhindern. Eine Feinabdichtung kann durch einen Ring z. B. gemäß den Ansprüchen 12 bzw. 13 erzielt werden, der zudem dafür sorgt, daß das Hohlrad mit der zugeordneten Schwungmasse fest verbindbar ist.

Durch den Planetenträger wird zumindest eine radiale Lagerung der Zahnräder gewährleistet. Um die axiale Position des Planetenträgers in der Kammer der entsprechenden Schwungmasse sicherzustellen, kann es vorteilhaft sein, wenn eine der Schwungmassen an ihrer der jeweils anderen Schwungmasse zugewandten Seite eine axiale Bewegungssicherung für die letztgenannte Schwungmasse aufweist, wobei es zweckmäßig sein kann, wenn die Bewegungssicherung durch einen Reibring gebildet wird, dessen Abstand zu der Kupplungsachse von der erforderlichen Grundreibung abhängig ist.

Bedingt durch das Planetengetriebe weist der erfindungsgemäße Torsionsschwingungsdämpfer eine er-

hebliche Anzahl von Stellen auf, an denen Teile einer Relativbewegung zueinander unterworfen sind, so daß diese zur Ausbildung einer Reibeinrichtung geeignet sind.

So kann es beispielsweise von Vorteil sein, wenn ein Element (Planetenträger) des Planetengetriebes im radial inneren Bereich Vorsprünge aufweist, die mit vorbestimmbarem Spiel in Umfangsrichtung in Aussparungen der auf der entsprechenden Schwungmasse gelagerten Reibeinrichtung eingreifen.

Weiterhin kann es sich als zweckmäßig erweisen, wenn die Reibeinrichtung in axialer Richtung vorzugsweise zwischen einer der beiden Schwungmassen und einem Element (Sonnenrad) des Planetengetriebes angeordnet ist und eine Tellerfeder aufweist, die sich an einer Reibscheibe abstützt.

Hierbei gilt:

Bei einer Übersetzung des Planetengetriebes, die große Teilmomente bewirkt, kann die Reibeinrichtung eine kräftige, feinfühlig dosierbare Tellerfeder aufweisen. Bei kleinen Teilmomenten mit großem Winkelgeschwindigkeiten ist dagegen, bei schlechter dosierbarer schwacher Tellerfeder, ein großer Reibweg vorhanden.

Es kann sich als vorteilhaft erweisen, wenn eine der Schwungmassen eine mit pastenförmigem Medium zumindest teilweise gefüllte Kammer aufweist und mit Ansteuerelementen für die in der Kammer angeordnete Federeinrichtung ausgebildet ist, die sich andererseits an dem Planetenträger abstützt. Dadurch wird beispielsweise die Möglichkeit geschaffen, einerseits die Federeinrichtung in dämpfendem pastenförmigem Medium zu bewegen und andererseits über die Federeinrichtung eine Verbindung der Schwungmasse zu einem der Elemente des Planetengetriebes, vorzugsweise zu dem Planetenträger herzustellen.

Bei derartigen Torsionsschwingungsdämpfern kann es zweckmäßig sein, wenn der Planetenträger sowie die übrigen Elemente (Sonnenrad, Planetenrad, Hohlrad) des Planetengetriebes in einer zwischen der Kammer und der anderen Schwungmasse vorgesehenen Aussparung angeordnet sind, während es in weiteren Fällen vorteilhaft sein kann, die Kammer in Achsrichtung zur Aufnahme zumindest eines Teils der Elemente (Hohlrad, Planetenrad) des Planetengetriebes ausreichend groß auszubilden. Dabei können auch alle Elemente des Planetengetriebes im Wirkungsbereich des dämpfenden Mediums aufgenommen sein.

Bei einem Torsionsschwingungsdämpfer nach der Erfindung kann es von Vorteil sein, wenn die Kammer durch eine radial außen am Schwungrad befestigte, nach innen gerichtete Wandung begrenzt ist, wobei diese in Verbindung mit dem zugeordneten Element (Planetensrad) des Planetengetriebes zur Abdichtung vorgesehen ist. Als zweckmäßig kann es sich auch erweisen, wenn der Planetenträger auf der die Kammer beinhaltenden Schwungmasse gelagert ist und seinerseits als Lagerelement für die andere Schwungmasse dient, wobei es von Vorteil sein kann, wenn der Planetenträger die andere Schwungmasse drehfest aufnimmt.

Durch die Anordnung der Lagerung zwischen zumindest zweien der drei unterschiedlichen Massen, nämlich antriebsseitige Schwungmasse, Zwischenmasse oder abtriebsseitige Schwungmasse wird erreicht, daß die Zahnräder des Planetengetriebes ohne Unwucht, die ohne den Einsatz der Lagerung durch das Spiel zwischen den Verzahnungen entstehen würde, miteinander in Eingriff treten können.

Dabei kann es sich als vorteilhaft erweisen, wenn die

Lagerung zwischen einer der antriebsseitigen Schwungmasse zugeordneten Nabe und dem als Zwischenmasse wirksamen Planetenträger angeordnet ist, oder auch, wenn die Lagerung zwischen der Nabe und einer der abtriebsseitigen Schwungmasse zugeordneten Stütze aufgenommen ist. Eine einfache konstruktive Lösung zur Sicherung gegen Axialbewegungen kann beispielsweise darin bestehen, daß die Lagerung durch ein Wälzlager gebildet wird, das an seiner radialen Innenseite durch die Nabe und an seiner radialen Außenseite durch die jeweils zugeordnete Masse gegen Axialbewegungen sicherbar ist. Weiterhin kann es von Vorteil sein, wenn dem Wälzlager an seiner radialen Außenseite Isolationsschilde vorzugsweise L-förmigen Querschnittes zugeordnet sind. Eine derartige Maßnahme zur Isolation der Lagerung ist hauptsächlich gegen Wärme gerichtet, die an der abtriebsseitigen Schwungmasse, welche zur Aufnahme des bzw. zum Zusammenwirken mit dem Reibbelag(es) dient, entsteht.

Für weitere Anwendungsfälle kann es zweckmäßig sein, wenn sich die beiden jeweiligen Massen unter Bildung eines Gleitlagers direkt aneinander abstützen, wobei es vorteilhaft sein kann, wenn die Stütze der abtriebsseitigen Schwungmasse an der der antriebsseitigen Schwungmasse zugeordneten Nabe aufliegt.

Es kann sich als vorteilhaft erweisen, wenn bei einem Torsionsschwingungsdämpfer nach der Erfindung die Nabe an ihrem der abtriebsseitigen Schwungmasse zugewandten Ende gegenüber dem der antriebsseitigen Schwungmasse zugewandten Ende verjüngt ist und an ihrem verjüngten Ende über eine Lagerung geringer radialer Ausdehnung die abtriebsseitige Schwungmasse in radialer Richtung abstützt, wobei es von Vorteil sein kann, wenn sich an der radialen Außenseite der Lagerung außerdem das Sonnenrad in radialer Richtung abstützt. Dadurch kann beispielsweise bei dem erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfer eine Lagerung mit besonders kleinem Innendurchmesser und, dadurch bedingt, kleinem Außendurchmesser Verwendung finden.

Bei einem erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfer kann es von Vorteil sein, wenn die Federeinrichtung bzw. die Kraftspeicher Schraubenfedern beinhalten, wobei wiederum die Schraubenfedern als Bogenfedern mit großem Längen-/ Durchmesser-Verhältnis ausgebildet sein können oder auch als kurze Federn mit kleinem Längen-/ Durchmesser-Verhältnis ausgebildet sind, wobei mehrere Federn in Umfangsrichtung hintereinander und in Reihe wirksam angeordnet sein können. Allgemein kann es zweckmäßig sein, wenn zumindest Teile der Kraftspeicher bzw. der Federeinrichtung radial außerhalb des Planetengetriebes angeordnet sind. Weiterhin kann es besonders vorteilhaft sein, wenn sich die Kraftspeicher zumindest unter Fliehkrafteinwirkung radial außen an einem Verschleißschutz abstützen.

Bei einem Torsionsschwingungsdämpfer nach der Erfindung kann es von Vorteil sein, die Planetenräder zur Bildung einer Übersetzung jeweils zweistufig auszuführen. Allgemein kann es zweckmäßig sein, das Drehmomentbegrenzungsorgan so auszuführen, daß zumindest das maximale Motormoment übertragbar ist. Eine vorteilhafte Ausführungsform kann sich z. B. dadurch auszeichnen, daß der Planetenradträger Bestandteil des Drehmomentbegrenzungsorgans ist, wobei der Planetenradträger mit dem Drehmomentbegrenzungsorgan insbesondere drehfest verbunden sein kann. Es kann von Vorteil sein, wenn das Drehmomentbegrenzungsor-

gan reibschlüssig mit einer Schwungmassen verbunden ist, wobei es zweckmäßig sein kann das Drehmomentbegrenzungsorgan reibschlüssig mit der ersten Schwungmasse zu verbinden. Beispielsweise hinsichtlich des Bauaufwandes kann es besonders vorteilhaft sein, wenn das Drehmomentbegrenzungsorgan mit einer die Kammer bildenden Wandung zusammenwirkt, wobei die Wandung einstückig mit einer der Schwungmassen ausgeführt sein kann, und zwar insbesondere mit der ersten Schwungmasse. Allgemein kann es von Vorteil sein, das Drehmomentbegrenzungsorgan mit Reibbelägen zu versehen, da dadurch der Reibbeiwert definiert werden kann.

Bei Torsionsschwingungsdämpfern, bei denen das Drehmomentbegrenzungsorgan einen axial wirksamen Kraftspeicher aufweist, kann dieser in vorteilhafter Weise als Tellerfeder ausgeführt werden. Hierbei kann es sich als zweckmäßig erweisen, wenn der axial wirkende Kraftspeicher bzw. die Tellerfeder mit einer die Kammer bildenden Wandung zusammenwirkt.

In einem erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfer kann eine zusätzliche Reibeinrichtung vorgesehen sein, die insbesondere radial innerhalb des Drehmomentbegrenzungsorgans angeordnet sein kann, wobei die zusätzliche Reibeinrichtung zumindest über einen Teilbereich des Verdrehwinkels der Schwungmassen zueinander unwirksam sein kann.

In vorteilhafter Weise kann die zusätzliche Reibeinrichtung mit der zweiten Schwungmasse formschlüssig verbunden sein, wobei Ausführungsformen möglich sind, bei denen der Formschluß spielbehaftet ist.

Insbesondere bei Torsionsschwingungsdämpfern nach der Erfindung kann zumindest ein Anschlag des Planetenradgetriebe vor Überlast schützen, wobei der zumindest eine Anschlag parallel zum Planetenradgetriebe wirksam ist, und elastisch ausgeführt sein kann.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungsvarianten ergeben sich aus den Ansprüchen, Zeichnungen und der Beschreibung.

Nachfolgend sei anhand von in den Fig. 1 bis 15 dargestellten Ausführungsbeispielen die Erfindung näher erläutert. Die dargestellten Ausführungsformen sind dabei lediglich beispielhaft angeführt und bedeuten somit hinsichtlich des beanspruchten oder beanspruchbaren Schutzzumfangs keine Einschränkung.

Dabei zeigt:

Fig. 1 eine perspektivische Darstellung eines Torsionsschwingungsdämpfers mit einem zumindest teilweise in einer mit pastenförmigem Medium gefüllten Kammer angeordneten Planetengetriebe und einer ausgangsseitig vorgesehenen Federeinrichtung, teilweise in Schnittdarstellung;

Fig. 2 einen Schnitt nach der Linie II-II der Fig. 1;

Fig. 3 einen Schnitt wie bei Fig. 2, aber mit Darstellung eines zumindest teilweise in der Kammer angeordneten Planetengetriebe mit eingangsseitiger Federeinrichtung;

Fig. 4 wie Fig. 3, aber mit einem außerhalb der Kammer angeordneten Planetengetriebe;

Fig. 5 ein Prinzipschaubild für ein Planetengetriebe mit antriebsseitiger Federeinrichtung zwischen antriebsseitiger Federeinrichtung zwischen antriebsseitiger Schwungmasse und Planetenträgern;

Fig. 6 wie Fig. 5, aber mit der Federeinrichtung zwischen der antriebsseitigen und der abtriebsseitigen Schwungmasse;

Fig. 7 wie Fig. 5, aber mit abtriebsseitiger Federeinrichtung zwischen dem Hohlrad und einem Planetenträger;

Fig. 8 wie Fig. 5, wobei allerdings der Planetenträger als ausgangsseitige Schwungmasse wirksam ist;

Fig. 9 wie Fig. 2, aber mit einer Lagerung zwischen der antriebsseitigen und der abtriebsseitigen Schwungmasse;

Fig. 10 wie Fig. 9, aber mit der Lagerung zwischen der antriebsseitigen Schwungmasse und dem Planetenträger;

Fig. 11 wie Fig. 2, aber mit einer Gleitlagerung zwischen antriebs- und abtriebsseitiger Schwungmasse;

Fig. 12 wie Fig. 9, aber mit einer Lagerung kleinen Innendurchmessers;

Fig. 13 einen Schnitt durch eine weitere Ausführungsform eines Torsionsschwingungsdämpfers;

Fig. 14 und Fig. 15 Schnitte wie Fig. 13, jedoch mit Rutschkupplung.

Die Fig. 1 und 2 zeigt einen Torsionsschwingungsdämpfer, der an seiner linken Seite (siehe Darstellung in Fig. 2) eine Schwungmasse 1 aufweist, die zur Einleitung einer Antriebsbewegung dient und am Außenumfang mit einem Anlasserzahnkranz 2 für ein nicht dargestelltes Starterritzel versehen ist. Die Schwungmasse 1 ist als eingangs- oder antriebsseitiges Übertragungselement 3 wirksam.

Die Schwungmasse 1 ist an einer Nabe 4, die auf einer nicht dargestellten treibenden Welle, wie z. B. der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine, angeordnet ist, durch Schrauben 5 gemeinsam mit einem ebenfalls auf der Nabe 4 angeordneten Sonnenrad 7 eines Planetengetriebe und einem Flansch 8 befestigt und zentriert gehalten. Das Planetengetriebe weist zwei zu beiden Seiten des Sonnenrades 7 angeordnete, als Zwischenmasse 50 wirksame Planetenträger 9 auf, von denen der in Fig. 2 rechts dargestellte bis an den Flansch 8 nach radial innen reicht, während der links dargestellte Planetenträger 9 an seinem radial inneren Ende Vorsprünge 10 (siehe Darstellung in Fig. 1) aufweist, die, mit einem Freiwinkel bzw. Spiel in Umfangsrichtung, in Aussparungen 12 einer Reibeinrichtung 13 eingreifen, die, in axialer Richtung betrachtet, zwischen der antriebsseitigen Schwungmasse 1 und dem Sonnenrad 7 angeordnet ist und zumindest eine Tellerfeder 15, einen Zwischenring 16 sowie eine Reibscheibe 17 beinhaltet.

Die beiden Planetenträger 9 sind in axialer Richtung durch mehrere auf gleichem Durchmesser angeordnete Hülsen 18, in denen jeweils ein zwischen den beiden Planetenträgern 9 angeordnetes Planetenrad 20 drehbar gehalten bzw. gelagert ist, miteinander (drehfest) verbunden. Die Hülsen 18 weisen im dargestellten Beispiel zur axialen Verbindung der beiden Planetenträger 9 jeweils an ihrer der eingangsseitigen Schwungmasse 1 zugewandten Seite eine flanschartige Aufweitung 21 auf und sind mit einem Innengewinde zur Aufnahme jeweils einer Schraube 22 versehen, deren Kopf an dem zur Schwungmasse 1 weiter beabstandeten Planetenträger 9 an dessen von der Schwungmasse 1 abgewandten Seite zur Anlage kommt. Die Planetenräder 20 sind einerseits mit dem Sonnenrad 7 in Eingriff und kämmen andererseits mit einem ebenfalls zwischen den beiden Planetenträgern 9 angeordneten Hohlrad 24, das beispielsweise über Schrauben 25 an einem sowohl die Planetenträger 9 als auch das Hohlrad 24 am Außenumfang umgreifenden Ring 26 befestigt ist. Das Hohlrad 24 weist radial außerhalb seines Zahneingriffs mit den Planetenrädern 20 mit vorbestimmten Winkelabständen zueinander ausgebildete Ausnehmungen 27 auf (im dargestellten Beispiel drei), in denen jeweils eine Federein-

richtung 28 eingesetzt ist. Diese kann, wie in Fig. 1 dargestellt, eine Mehrzahl von Federn 30 aufweisen, von denen die — in Umfangsrichtung betrachtet — jeweils äußersten über ein Anlageelement 31 an jeweils einer Anlagekante 32 des Hohlrades 24 zur Anlage kommen. Die einzelnen Federn 30 sind durch Gleitschuhe 33, die an der Innenseite des Ringes 26 geführt sind, voneinander getrennt. Abweichend von den hier dargestellten einzelnen Federn 30 ist es möglich, in jeder Ausnehmung 27 jeweils nur eine Feder mit großem Längen-/Durchmesser-Verhältnis, also eine sogenannte Bogenfeder, vorzusehen, die sich zumindest unter Fliehkrafteinfluß radial außen am Innenumfang des Ringes 26 abstützen kann. Diese Abstützung kann dabei unmittelbar über die Federwindung oder auch über Gleitschuhe 33 erfolgen, die radiale Fortsätze aufweisen können, mit denen sie zwischen zwei benachbarte Federwindungen hineinragen und fixiert sind. Sowohl durch die mittelbare als auch durch die direkte radiale Federabstützung wird eine fliehkraftabhängige Reibungshysterese erzeugt, die der Wirkung der Federn 30 parallel geschaltet ist. Die Bogenfedern können zumindest annähernd auf ihren Einbauradius vorgekrümmt werden, so daß sie im nicht beaufschlagten Zustand praktisch spannungsfrei montiert bzw. montierbar sind. Weiterhin können die Federn 30 Abplattungen aufweisen, wie sie beispielsweise in der DE-OS 44 06 826 beschrieben sind, deren Offenbarungsinhalt zumindest — insofern als in die vorliegende Anmeldung integriert zu betrachten ist. Die Federeinrichtung 28 greift in axialer Richtung zu beiden Seiten des Hohlrades 24 in entsprechende Ausnehmungen 35 der Planetenträger 9, wobei die Anlageelemente 31 an Anlagekanten 36 der Planetenträger 9 abstützbar sind. Durch eine Ausnehmung 27 im Hohlrad 24 sowie die korrespondierenden Ausnehmungen 35 in den Planetenträgern 9 wird jeweils ein Kanal 38 gebildet, der die Federeinrichtung 28 aufnimmt. Dieser ist in axialer Richtung an seiner der Schwungmasse 1 zugewandten Seite durch eine erste Dichtplatte 40 verschlossen, die in diesem Ausführungsbeispiel einstückig mit dem Ring 26 ausgebildet ist und bis in den Bereich der Reibereinrichtung 13 nach radial innen ragt. Die in axialer Richtung gegenüberliegende Seite des Kanals 38 ist durch eine Dichtplatte 42 verschlossen, die an dem Ring 26 befestigt ist und bis an den Flansch 8 nach radial innen ragt. Der Ring 26 bildet zusammen mit den Dichtplatten 40 und 42 eine Abdichtung 43 für eine Kammer 44, die mit pastenförmigem Medium befüllt ist und in einer weiteren Schwungmasse 45 ausgebildet ist, die Planetenträger 9, die Zahnräder 7, 20 und 24 sowie die Federeinrichtung 28 aufnimmt. Die weitere Schwungmasse 45 ist fest mit dem Ring 26 verbunden und dient als abtriebsseitiges Übertragungselement 46, das in nicht gezeigter Weise zum Zusammenwirken mit Reibbelägen der Kupplungsscheibe einer Kupplung vorgesehen ist.

Die Planetenträger 9 sowie die zwischen diesen aufgenommenen Zahnräder 7, 20 und 24 sind in radialer und axialer Richtung durch den mit den Dichtplatten 40, 42 zusammenwirkenden Ring 26 gesichert. Als axiale Bewegungssicherung 47 dieses Ringes zwischen den beiden Schwungmassen 1 und 45 ist, an der dem Ring 26 zugewandten Seite des Schwungrades 1 ein Reibring 48 vorgesehen. Dieser bewirkt außerdem eine Grundreibung für den Torsionsschwingungsdämpfer, wobei die Höhe dieser Grundreibung vom Abstand des Reibringes 48 von der Drehachse 54 des Torsionsschwingungsdämpfers, also vom wirksamen "Reibradius", abhängig ist.

Die Funktion des Torsionsschwingungsdämpfers ist folgendermaßen:

Bei Einleitung eines Drehmomentes auf die eingangs- oder antriebsseitige Schwungmasse 1 wird die hierdurch ausgelöste Drehbewegung auf das Sonnenrad 7 geleitet, das die Planetenräder 20 aufgrund seiner Verzahnung mit diesem antreibt. Da das Hohlrad 24 zunächst noch drehfest wirkt, wird die Drehbewegung des Sonnenrades 7 in eine Drehung der Planetenräder 20 um ihre eigene Achse bzw. um die jeweilige Hülse 18 sowie in eine Bewegung der Hülsen 18 selbst und damit der Planetenträger 9 um die Drehachse 54 umgesetzt. Dadurch wird eine Verzweigung antriebsseitigen Drehmoments bewirkt, und zwar in ein erstes Teildrehmoment, das über die Planetenräder 20 auf die als Zwischenmasse 50 wirksamen Planetenträger 9 geleitet wird, und in ein zweites Teildrehmoment, das auf das Hohlrad 24 übertragen wird. Ist das am Sonnenrad 7 eingeleitete Drehmoment z. B. gemäß Fig. 1 im Uhrzeigersinn orientiert, dann bewirkt ein im Gegenuhrzeigersinn wirksames erstes Teildrehmoment die Drehung der Planetenräder 20, während die Planetenträger 9 durch ein im Uhrzeigersinn wirksames zweites Teildrehmoment angetrieben werden. Die einander entgegenwirkenden Teildrehmomente können abhängig von der Übersetzung des Planetengetriebes größer als das eingangs- oder antriebsseitige Drehmoment sein, jedoch ergeben sie bei Überlagerung miteinander ein ausgangs- oder abtriebsseitiges Drehmoment am Hohlrad 24, das dem antriebsseitigen Drehmoment abzüglich der im Torsionsschwingungsdämpfer beispielsweise aufgrund von Reibung auftretenden Verluste entspricht. Das abtriebsseitige Drehmoment ist allerdings im Gegensatz zum antriebsseitigen weitgehend frei von Momentenstößen bzw. Drehungleichförmigkeiten, da die zwischen den als Zwischenmasse 50 wirksamen Planetenträgern 9 und dem Hohlrad 24 angeordnete Federeinrichtung 28 aufgrund ihrer Verformung eine Auslenkung der vorgenannten Elemente 9 und 24 des Planetengetriebes mit unterschiedlichen Umlenkwinkeln bewirkt. Die Funktion der Federeinrichtung 28 ist hierbei wie folgt:

Die aufgrund des antriebsseitig eingeleiteten Drehmoments ausgelöste Drehbewegung der Planetenträger 9 relativ zu dem Hohlrad 24 bewirkt, daß die an den Anlagekanten 32 der Planetenträger 9 abgestützten Anlagekanten 31 der Federeinrichtung 28 von ihrem Sitz an den Anlagekanten 36 des Hohlrades 24 entfernt werden, wodurch eine Komprimierung oder Verformung der Federn 30 und, daraus resultierend, eine Bewegung der Gleitschuhe 33 entlang ihrer Führungsbahn im Kanal 38 an der Innenseite des Ringes 26 hervorgerufen wird. Die Übersetzung des Planetengetriebes und damit das Verhältnis der Zähnezahlen von Sonnenrad 7 und Hohlrad 24 bestimmen hierbei den Betrag des Verformungsweges der Federeinrichtung 28.

Da die durch die Dichtplatten 40, 42 und den Ring 26 begrenzte Kammer 44, die in vorliegendem Beispiel in der abtriebsseitigen Schwungmasse 45 angeordnet ist, mit pastenförmigem Medium gefüllt ist, wird bei dieser Abrollbewegung der Planetenräder 20 zwischen Sonnenrad 7 und Hohlrad 24 sowie bei der Verformung der Federeinrichtung 28 innerhalb des Kanals 38 das pastenförmige Medium verdrängt. Dieses wird im Bereich der Verzahnung beim Ineingriffreten zweier Zähne in axialer Richtung nach außen gepreßt, wo es auf die einander zugewandten Innenseiten der Planetenträger 9 trifft und, bedingt durch die Drehbewegung des Tor-

sionsschwingungsdämpfers, nach radial außen weggeführt wird. Im Kanal 38 wird bei Verformung der Federn 30 und die dadurch bedingte Annäherung der Federwindungen sowie der Gleitschuhe 33 aneinander das pastenförmige Medium gleichfalls in Richtung zu den Innenseite der Planetenträger 9 gedrückt. Mit zunehmender Auslenkgeschwindigkeit der Planetenträger 9 erhöht sich somit praktisch zwangsläufig die Verdrängungsgeschwindigkeit des pastenförmigen Mediums, und zwar sowohl zwischen den Verzahnungen als auch im Bereich des Kanals 38. Dadurch steigt auch der Widerstand, den das Medium dieser Verdrängung entgegengesetzt, an. Aus diesem Grund ist die durch das Medium bewirkte Dämpfung abhängig von der jeweiligen Winkelgeschwindigkeit, mit der sich die Planetenträger 9 relativ zu dem Hohlrad 24 bewegen.

Hinsichtlich dieser (winkel-) geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung ist allerdings folgendes anzumerken:

Bei einer hohen Teilmomente begünstigenden Ausbildung des Planetengetriebes ist die Phase, in der das Hohlrad 24 zunächst feststehend wirkt, sehr kurz, so daß bis zum Antrieb desselben eine relativ geringe Winkel- auslenkung der Planetenträger 9 erforderlich ist. Demgemäß ist die Winkelgeschwindigkeit der Planetenräder 20 entsprechend gering, so daß die durch das pastenförmige Medium bewirkte Dämpfung sehr klein wird. Für eine derartige Ausbildung des Planetengetriebes ist daher eine Lösung denkbar, bei der sich sowohl Hohlrad 24 als auch Planetenräder 20 außerhalb der Kammer 44 in einer entsprechenden Aussparung 51 befinden.

Sobald die Planetenträger 9 unter Verformung der Federeinrichtung 28 sich um einen Winkel gegenüber dem Hohlrad 24 verdreht haben, der hinsichtlich seiner Bemessung der Breite des umfangsmäßigen Spiels entspricht, das zwischen den radial innen an dem linken Planetenträger 9 (Fig. 2) ausgebildeten Vorsprüngen 10 und der jeweils entsprechenden Aussparung 12 der Reibeinrichtung 13 verbleibt, erfolgt bei weiterer Relativverdrehung bzw. fortgesetzter Auslenkung der Planetenträger 9 eine Verdrehung oder Mitnahme der Reibscheibe 17. Wegen der nun zwischen der Reibscheibe 17 und der antriebsseitigen Schwungmasse 1 auftretenden Relativbewegung liegt eine die Auslenkbewegung des Planetenträgers 9 abbremsende bzw. dieser entgegenwirkende Reibung vor. Hierbei gilt, daß der Anteil dieser Hysterese ebenfalls durch die Ausbildung oder Dimensionierung des Planetengetriebes beeinflussbar ist, da eine Übersetzung, die große Auslenkwinkel der Planetenträger 9 gegenüber der ersten Schwungmasse 1 begünstigt, einen großen Reibweg bewirkt, während bei einer Übersetzung, aus der große Teilmomente resultieren, die Reibkraft bei Verwendung einer stärkeren Tellerfeder 15 feinfühleriger und damit exakter auf den Anwendungsfall abstimmbare ist.

In dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist der auf die Dichtplatte 40 des Ringes 26 einwirkende, an der entsprechenden Seite der eingangs- oder antriebsseitigen Schwungmasse 1 vorgesehene Reibring 48 ununterbrochen wirksam, d. h. dieser bewirkt permanent eine Reibkraft, sobald eine Relativverdrehung der Schwungmassen zueinander auftritt.

Bislang wurde das Verhalten des Torsionsschwingungsdämpfers in Zugrichtung beschrieben. Im Schubbetrieb, wenn also die Brennkraftmaschine von den Rädern des Fahrzeugs angetrieben wird, ändert sich die Richtung der übertragenen Bewegung, so daß diese über die abtriebsseitige Schwungmasse 45 und den Ring

26 auf das Hohlrad 24 und weiter über die Planetenräder 20 auf das nunmehr als feststehend wirkende Sonnenrad 7 übertragen wird, das diese Bewegung an die antriebsseitige Schwungmasse 1 weiterleitet. Hierzu ist zu bemerken, daß die interne Übersetzung bei Schubbetrieb eine andere ist als diejenige bei Zugbetrieb, da das Hohlrad 24 eine andere Zähnezah aufweist als das Sonnenrad 7.

In Fig. 3 ist eine weitere Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers dargestellt, die sich von derjenigen gemäß dem bisher beschriebenen Ausführungsbeispiel hauptsächlich dadurch unterscheidet, daß die Federeinrichtung 28 eingangs- oder antriebsseitig angeordnet ist, d. h. sie verbindet die primär- oder antriebsseitigen Schwungmasse 1 mit dem Planetenträger 9, der über eine Lagerung 60 auf der Nabe 4 zentriert angeordnet ist und über Zapfen 61 mit der abtriebsseitigen Schwungmasse 45 verbunden ist. Die Zapfen 61 tragen wiederum Hülsen 18, auf denen die Planetenräder 20 drehbar aufgenommen und gelagert sind, und die an ihrer der ersten Schwungmasse 1 zugewandten Seite eine radiale Aufweitung 21 besitzen, an denen das jeweilige Planetenrad 20 in Achsrichtung anliegt. Das Planetenrad 20 wird durch eine radial außen an der antriebsseitigen Schwungmasse 1 vorgesehene, nach radial innen ragende Wand 62 an der Aufweitung 21 der Hülse 18 in Anlage gehalten. Die Planetenräder 20 kämmen einerseits mit dem Sonnenrad 7, das über die Nabe mit der antriebsseitigen Schwungmasse 1 verbunden ist, und stehen andererseits mit dem Hohlrad 24 in Eingriff. Ergänzend ist anzumerken, daß der Torsionsschwingungsdämpfer zumindest die in Fig. 3 gezeigte Reibeinrichtung 13 aufweist, jedoch weitere umfassen kann.

Unter Heranziehung der antriebsseitigen Schwungmasse 1 wird in Verbindung mit der Wand 62 eine Kammer 44 gebildet, die zumindest teilweise mit pastenförmigem Medium füllbar ist. Es befindet sich somit sowohl die Federeinrichtung 28 als auch das Planetengetriebe innerhalb dieser Kammer 44, so daß ein in der Kammer 44 vorhandenes pastenförmiges Medium geschwindigkeitsproportional dämpfend wirken kann. Die Wand 62 bildet hierbei eine Abdichtung für die Kammer 44 gegen Austritt des pastösen Mediums.

Der Torsionsschwingungsdämpfer nach Fig. 3 wirkt derart, daß die Schwungmasse 1 bei Einleitung eines Drehmoments relativ zur abtriebsseitigen Schwungmasse 45 ausgelenkt wird, wobei über die Planetenräder 20 ein erstes Teilmoment auf das Hohlrad 24 und über die Zapfen 61 ein zweites Teilmoment auf den Planetenträger 9 geleitet wird. Das letztgenannte Teilmoment bewirkt eine Relativbewegung des Planetenträgers 9 gegenüber der antriebsseitigen Schwungmasse 1, wodurch die Federeinrichtung 28 verformt wird. Das zweite Teilmoment treibt das als Zwischenmasse 50 wirksame Hohlrad 24 an. Durch Überlagerung dieser beiden Teilmomente wird ein resultierendes abtriebsseitiges Drehmoment erzeugt, das über die Zapfen 61 in die abtriebsseitige Schwungmasse 45 eingeleitet wird. Auch bei diesem Torsionsschwingungsdämpfer ist die Wirkrichtung des antriebsseitigen Drehmomentes entgegengesetzt zur Wirkrichtung des Teilmomentes an den Planetenrädern 20 und dem Hohlrad 24, aber in Richtung zum Teilmoment des Planetenträgers 9 gerichtet.

Der Torsionsschwingungsdämpfer gemäß Fig. 4 entspricht demjenigen in Fig. 3 bis auf die axiale Ausdehnung der Kammer 44. Diese ist gerade so groß, daß zwar die Federeinrichtung 28, nicht aber die Zahnräder des

Planetengetriebes Platz in der Kammer 44 finden. Die Planetenräder 20 und das Hohlrad sind bei dieser Ausführungsform axial außerhalb der Kammer 44 und damit auch außerhalb der antriebsseitigen Schwungmasse 1 in einer Ausnehmung oder Aussparung 51 angeordnet. Dieser Aufbau des Torsionsschwingungsdämpfers eignet sich besonders für Ausführungen, bei denen aufgrund geringer Winkelgeschwindigkeiten der einzelnen Zahnräder des Planetengetriebes eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung mit pastenförmigem Medium, das sich zwischen den Zähnen der einzelnen Zahnräder befindet, praktisch nicht ins Gewicht fällt. Ebenso wie bei dem zuvor beschriebenen Torsionsschwingungsdämpfer sind auch hier Gleichteile der in den Fig. 1 und 2 beschriebenen Ausführungen des Torsionsschwingungsdämpfers mit gleichen Bezugszeichen versehen.

Weitere Torsionsschwingungsdämpfer sind schematisch in den Fig. 5 bis 8 dargestellt. In Fig. 5 ist die Federeinrichtung 28 eingangs- bzw. antriebsseitig angeordnet, wobei sie einerseits durch die antriebsseitige Schwungmasse 1, andererseits durch die Planetenträger 9 ansteuerbar ist. Die Planetenträger 9 nehmen die Planetenräder 20 auf, die radial innen mit dem Sonnenrad 7, das mit der antriebsseitigen Schwungmasse 1 verbunden ist, und radial außen mit dem Hohlrad, das an der abtriebsseitigen Schwungmasse 45 befestigt ist, in Eingriff sind. Die Planetenträger 9 sind bei dieser Ausführung als Zwischenmasse 50 wirksam und werden durch eines der beiden Teilmomente beschleunigt.

Der in Fig. 6 dargestellte Torsionsschwingungsdämpfer weist gleichfalls eingangs- oder antriebsseitig die Federeinrichtung 28 auf, wobei diese einerseits mit der antriebsseitigen Schwungmasse 1, andererseits jedoch mit dem abtriebsseitigen Hohlrad 24 in Verbindung steht. Das Hohlrad 24 kämmt mit den Planetenrädern 20, die radial innen mit dem mit der antriebsseitigen Schwungmasse 1 fest verbundenen Sonnenrad 7 in Eingriff sind und über ihre Naben den Planetenträger 9 tragen, der wiederum als Zwischenmasse 50 wirksam ist, die durch eines der Teilmomente beschleunigbar ist.

Bei der in Fig. 7 gezeigten Ausführung des Torsionsschwingungsdämpfers ist die Federeinrichtung 28 abtriebsseitig angeordnet und einerseits durch das Hohlrad 24, andererseits jedoch durch den Planetenträger 20 aufnehmenden Planetenträger 9 beaufschlagbar. Bei dieser Ausführungsform stellt der Planetenträger 9 die abtriebsseitige Schwungmasse 45 dar, während das Hohlrad 24 als Zwischenmasse 50 wirksam ist. Das Sonnenrad 7, das radial innen mit den Planetenrädern 20 in Eingriff steht, ist an der antriebsseitigen Schwungmasse 1 festgelegt.

Fig. 8 zeigt eine weitere Ausführungsform eines Torsionsschwingungsdämpfers, dessen Sonnenrad 7 fest mit der antriebsseitigen Schwungmasse 1 verbunden ist. Das Sonnenrad 7 ist mit Planetenrädern 20 in Eingriff, deren Planetenträger 9 als abtriebsseitige Schwungmasse 45 wirken. Der Planetenträger 9 und die antriebsseitige Schwungmasse 1 wirken auf die Federeinrichtung 28 ein, die bei diesem Torsionsschwingungsdämpfer antriebsseitig angeordnet ist.

Die schematischen Darstellungen in Fig. 5 bis 8 zeigen ebenso wie die ausführlich beschriebenen Fig. 1 bis 4 die prinzipielle Wirkungsweise des Torsionsschwingungsdämpfers mit einem Planetengetriebe, wobei zwischen einer antriebsseitigen Schwungmasse und einer abtriebsseitigen Schwungmasse die Zahnräder eines Planetengetriebes sowie zumindest eine Federeinrich-

tung angeordnet ist. Grundsätzlich wird bei all diesen Einrichtungen ein an einer der beiden Schwungmassen eingelegtes Drehmoment aufgeteilt bzw. verzweigt, wobei ein Teilmoment auf die andere Schwungmasse und ein weiteres Teilmoment auf die jeweilige Zwischenmasse, die entweder durch den Planetenträger 9 oder auch durch das Hohlrad 24 gebildet sein kann, übertragen. An der abtriebsseitigen Schwungmasse wird dann ein aus beiden Teilmomenten resultierendes Abtriebsmoment abgegeben, wobei die beiden Teilmomente bedingt durch die Federeinrichtung eine Relativbewegung der beiden Massen zueinander bewirken, so daß Momentenstöße, die eine Relativauslenkung einer der beiden Schwungmassen gegenüber der anderen verursachen, soweit wie möglich abgebaut werden können.

In den Fig. 9—12 ist ein Torsionsschwingungsdämpfer dargestellt, der weitgehend demjenigen gemäß Fig. 2 entspricht, weshalb lediglich noch Abweichungen beschrieben und mit Bezugszeichen versehen sind.

Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 9 ist auf der Nabe 4 eine Lagerung 60 angeordnet, die an ihrer radialen Außenseite Isolationsschilde 65 L-förmigen Querschnittes trägt. Diese sollen die durch ein Wälzlager 63 gebildete Lagerung 60 gegen Wärme schützen, die an der abtriebsseitigen Schwungmasse 45 durch nicht dargestellte, aber dort vorgesehene Reibbeläge einer Kupplungsscheibe eingeleitet wird. Die radiale Außenseite der Lagerung 60 wird im freien Ende einer an der abtriebsseitigen Schwungmasse 45 befestigten Stütze 62 gehalten. Das Wälzlager 63 ist an seiner radialen Innenseite durch die Nabe 4 und den Flansch 8 in Achsrichtung festgelegt. Eine ebensolche Sicherung wird an der radialen Außenseite über das radial innere Ende der Stütze 62 erreicht, das die Isolationsschilde 65 und damit das zwischen diesen gehaltene Wälzlager 63 axial spielfrei aufnimmt.

Die Lagerung 60 zwischen der der antriebsseitigen Schwungmasse 1 zugeordneten Nabe 4 und der an der abtriebsseitigen Schwungmasse 45 befestigten Stütze 62 stellt sicher, daß die einzelnen Zahnräder, nämlich Sonnenrad 7, Planetenräder 20 und Hohlrad 24, die Spiel zwischen den Verzahnungen haben, aufeinander abrollen können, ohne daß eine Unwucht entsteht.

Die Ausführung nach Fig. 10 unterscheidet sich von der Ausführung nach Fig. 9 durch die Anordnung der ein Wälzlager 63 aufweisenden Lagerung 60, die an ihrer radialen Innenseite an der Nabe 4 und an ihrer radialen Außenseite an einem Ansatz 70 eines der Planetenträger 9 aufgenommen ist. Ebenso wie bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 9 ist die Lagerung 60 axial gesichert und verhindert eine durch Abrollen der Zahnräder 7, 20, 24 aufeinander verursachte Unwucht.

Eine besonders einfache Ausführung der Lagerung 60 ist in Fig. 11 gezeigt, wobei die mit der abtriebsseitigen Schwungmasse 45 verbundene Stütze 62 radial nach innen geführt ist, bis sie über einen Steg 71 an ihrem radial inneren Ende an der Nabe 4 aufliegt. Es liegt dann eine Metall-Metall — Berührung vor, jedoch besteht ebenso die Möglichkeit, einen Kunststoffring zwischen dem Steg 71 der Stütze 62 und die Nabe 4 einzubringen.

In Fig. 12 ist eine Ausführung dargestellt, bei welcher sich die Nabe 4 konstruktiv von derjenigen der Ausführung nach Fig. 2 unterscheidet. Die Nabe ist sehr dünnwandig ausgebildet und verjüngt sich in Richtung zur abtriebsseitigen Schwungmasse 45. Die Nabe trägt an ihrem verjüngten Ende in dieser Ausführungsform eine in radialer Richtung besonders kompakt ausgebildete Lagerung 60, die mit ihrer radialen Außenseite sowohl

im Sonnenrad als auch an der abtriebsseitigen Schwungmasse 45 an deren radial innerem Ende aufgenommen ist. Damit sorgt auch diese Lagerung 60, die durch das Sonnenrad 7 und die abtriebsseitige Schwungmasse 45 in Achsrichtung gegen Bewegungen gesichert ist, für eine gleichbleibende radiale Relativlage der Zahnräder 7, 20 und 24 zueinander und verhindert so eine Unwucht.

Fig. 13 zeigt eine Ausführungsform eines Torsionsschwingungsdämpfers, bei dem der Planetenträger 9 unter unmittelbarer Heranziehung der Schwungmasse 1 und der Wand 62 gebildet wird. Das Planetenrad 20 ist über Niete 22 mit dem Planetenträger 9 verbunden, wobei das Planetenrad 20 radial außen mit dem Hohlrad 24 und radial innen mit dem Sonnenrad 7 in Eingriff steht. Das Hohlrad 24 dient gleichzeitig zur Beaufschlagung der Federeinrichtung 28, die radial außerhalb des Planetenrades 20 angeordnet ist und die sich andererseits in Umfangsrichtung an beispielsweise durch Einzüge gebildeten Beaufschlagungsbereichen an der Schwungmasse 1 und der Wandung 62 abstützt. Radial außerhalb der Federeinrichtung 28 ist ein Verschleißschutz 72 vorgesehen, an dem sich die Federeinrichtung 28 zumindest unter Fliehkrafteinwirkung radial abstützen kann. In dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Verschleißschutz 72 durch eine eingelegte Zwischenschicht gebildet.

Weitere Ausführungsformen für den Verschleißschutz sind z. B. in der DE-OS 37 45 117 gezeigt, deren Offenbarungsinhalt zumindest insofern in vorliegende Anmeldung integriert sei.

Das Sonnenrad 7 ist drehfest mit der weiteren Schwungmasse 45 verbunden und dient somit als abtriebsseitiges Element des Torsionsschwingungsdämpfers.

Das Planetenrad 20 ist im dargestellten Beispiel zur Realisierung einer Übersetzung zweistufig ausgeführt und steht mit seinem kleineren Durchmesser, bzw. mit dem Zahnradteil mit der geringeren Zähnezahl, mit dem Hohlrad 24 in Verbindung, während es mit seinem größeren Durchmesser, also mit der größeren Zähnezahl, mit dem Sonnenrad 7 kämmt. Die Übersetzung des Planetengetriebes erhöht sich durch eine derartige Ausgestaltung des Planetenrades 20 um das Verhältnis zwischen dessen Zähnezahlen bzw. Wirkdurchmessern. Im dargestellten Beispiel liegt diese Übersetzungserhöhung etwa im Bereich von 1,3.

Auch bei dieser Ausführungsform sind die beiden Schwungmassen 1 und 45 zueinander über eine Lagerung 60 positioniert, so daß sich sowohl eine exakte Zentrierung als auch axiale Positionierung der Bauteile zueinander erreichen läßt. Auch bei dieser Ausführungsform ist eine Reibereinrichtung 13 vorgesehen, die, wie oben beschrieben, zur Wirkung kommen kann.

Fig. 14 zeigt einen Torsionsschwingungsdämpfer, der dem in Fig. 13 gezeigten im wesentlichen entspricht, der jedoch zusätzlich eine Drehmomentbegrenzung in Form einer Rutschkupplung 73 beinhaltet. Hierzu ist der Planetenträger 9 nicht unmittelbar durch die erste Schwungmasse 1 und die Wand 62 gebildet, sondern als separates Bauteil ausgeführt, das über die Niete 22 das Planetenrad 20 lagert und zwischen die erste Schwungmasse 1 und die Wand 62 in Axialrichtung verspannt in den Torsionsschwingungsdämpfer eingebaut ist. Zur Bildung der Rutschkupplung 73 kann der Planetenträger 9 entweder unmittelbar oder unter Zwischenlage von Reibbelägen 74 eingespannt werden. Die das Rutschmoment bestimmende Axialkraft wird im dargestell-

ten Beispiel mittels eines axial wirksamen Kraftspeichers in Form einer Tellerfeder 75 aufgebracht, die sich mit radial inneren Bereichen am Planetenträger 9 und mit radial äußeren Bereichen an der Wand 62 abstützt.

Durch die Rutschkupplung 73 kann sichergestellt werden, daß der Torsionsschwingungsdämpfer vor Übermomenten bzw. unzulässigen Belastungsspitzen, wie sie zum Beispiel im Resonanzfall auftreten können, geschützt wird, wobei es zweckmäßig sein kann, wenn das übertragbare Moment der Rutschkupplung 73 über dem maximalen Motormoment liegt.

Auch bei dem in Fig. 14 dargestellten Torsionsschwingungsdämpfer ist die Kammer 44 mit einem pastösen Medium füllbar, wobei die Rutschkupplung 73 gleichzeitig noch eine gewisse Abdichtfunktion übernehmen kann, so daß sonst gegebenenfalls erforderliche Verschlusstopfen im Bereich der Ausnehmung 76 (wie sie beispielsweise in Fig. 13 dargestellt sind) entfallen können. Derartige Verschlusstopfen können jedoch auch bei der in Fig. 13 gezeigten Ausführungsform entfallen, wobei dies beispielsweise abhängig ist von der Konsistenz des pastösen Mediums.

Die in Fig. 15 dargestellte Ausführungsform entspricht im wesentlichen der in Fig. 14 dargestellten mit Ausnahme der Ausführungsform des Planetenrades 20. Das in Fig. 15 dargestellte Planetenrad 20 ist ein konventionell ausgebildetes Zahnrad (also nicht mehrstufig), so daß sich bei diesem Torsionsschwingungsdämpfer das Übersetzungsverhältnis aus den Zähnezahlen bzw. den Wirkdurchmessern von Hohlrad 24 und Sonnenrad 7 ergibt. Bei den Ausführungsformen gemäß Fig. 14 und 15 können ebenso wie in den vorangegangenen Ausführungsformen Reibereinrichtungen 13 vorgesehen sein.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmale zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbständige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Erfindung ist auch nicht auf das (die) Ausführungsbeispiel (e) der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfinderisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

Patentansprüche

1. Torsionsschwingungsdämpfer mit mindestens zwei relativ zueinander verdrehbaren Schwungmassen, **gekennzeichnet durch** seine besondere Ausgestaltung und Wirkungsweise entsprechend den vorliegenden Anmeldeunterlagen. 5
2. Torsionsschwingungsdämpfer zum Aufnehmen bzw. Ausgleichen von Drehstößen, insbesondere von Drehmomentschwankungen einer Brennkraftmaschine, mit zwei entgegen der Wirkung einer im Kraftübertragungsweg zwischen den beiden Schwungmassen vorgesehenen, zumindest in Umfangsrichtung wirksame Kraftspeicher sowie ein Planetenradgetriebe umfassenden Dämpfungseinrichtung zueinander verdrehbaren Schwungmassen, von denen die eine mit der Brennkraftmaschine und die andere mit dem Eingangsteil eines Getriebes verbindbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß im Kraftübertragungsweg zwischen den beiden Schwungmassen ein Drehmomentbegrenzungsorgan vorgesehen ist. 10
3. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 oder 2, mit einem antriebsseitigen Übertragungselement, mit zumindest einem relativ zu demselben drehbaren Planetenträger, der mit wenigstens einem Planetenrad versehen ist, das einerseits mit einem Sonnenrad und andererseits mit einem Hohlrad in Eingriff steht, und mit einem abtriebsseitigen Übertragungselement, wobei eines der Übertragungselemente Ansteuermittel für eine Federeinrichtung aufweist, wobei sowohl dem antriebsseitigen Übertragungselement als auch dem abtriebsseitigen Übertragungselement jeweils eine Schwungmasse zugeordnet ist, von denen zumindest eine über die Federeinrichtung mit wenigstens einem als Zwischenmasse wirksamen Element (Sonnenrad, Planetenträger, Hohlrad) des Planetengetriebes verbunden ist, wobei die Zwischenmasse für eine von Drehzahl und Dreheinrichtung der beiden Schwungmassen zueinander abhängige Bewegung antreibbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß im Kraftübertragungsweg zwischen den beiden Schwungmassen ein Drehmomentbegrenzungsorgan vorgesehen ist. 15
4. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine der beiden Schwungmassen über das Planetenrad sowohl mit der Zwischenmasse als auch mit der anderen Schwungmasse in Verbindung steht, wobei die Zwischenmasse mit einer der Schwungmassen über die Federeinrichtung gekoppelt ist. 20
5. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine der beiden Schwungmassen über die Federeinrichtung an der anderen Schwungmasse angreift und ebenso wie die letztgenannte über das Planetenrad mit der Zwischenmasse verbunden ist. 25
6. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine der beiden Schwungmassen über das Planetenrad an der Zwischenmasse und über die Federeinrichtung an der anderen Schwungmasse angreift. 30
7. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß eine der beiden Schwungmassen das Hohlrad und die Zwischenmasse den Planetenträ-

ger aufweist.

8. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 4 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß eine der beiden Schwungmassen den Planetenträger und die Zwischenmasse das Hohlrad aufweist.

9. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß einer der beiden Schwungmassen eine Aussparung zugeordnet ist, die zumindest einen Teil der Elemente (Planetenträger, Hohlrad) des Planetengetriebes aufnimmt.

10. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Aussparung durch eine von einer der Schwungmassen zumindest teilweise umschlossene Kammer gebildet wird, die ein pastenförmiges Medium enthält und gegen dessen Austritt mit einer Abdichtung versehen ist.

11. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, 9 und 10, mit zwei voneinander beabstandeten parallelen Planetenrädern, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenträger, zumindest einen Teil der Elemente (Planetenrad, Hohlrad) des Planetengetriebes beidseitig abdeckend, ein Rückhaltemittel für das pastenförmige Medium bilden und bis dicht an eine das radial innere Ende der Planetenträger aufnehmenden Schwungmasse heranreichen.

12. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, 9 und 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer im Umfangsbereich durch einen an der jeweiligen Schwungmasse ausgebildeten Ring umschlossen ist, der zumindest an einer Seite eine nach radial innen ragende, an der Außenseite des zugeordneten Elementes des Planetengetriebes anliegende Abdichtung in Form einer Dichtplatte für die Kammer aufweist.

13. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Abdichtung an der der jeweiligen Schwungmasse zugewandten Seite des Ringes eine die Kammer gegenüber der Schwungmasse verschließende Deckplatte aufweist.

14. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine der Schwungmassen an ihrer der jeweiligen anderen Schwungmasse zugewandten Seite eine axiale Bewegungssicherung für die letztgenannte Schwungmasse aufweist.

15. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegungssicherung durch einen Reibring gebildet wird, dessen Abstand zu der Kupplungsachse von der erforderlichen Grundreibung abhängig ist.

16. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, mit einer Reibeinrichtung, dadurch gekennzeichnet, daß ein Element (Planetenträger) des Planetengetriebes im radial inneren Bereich Vorsprünge aufweist, die mit vorbestimmbarem Spiel in Umfangsrichtung in Aussparungen der auf der entsprechenden Schwungmasse gelagerten Reibeinrichtung eingreifen.

17. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibeinrichtung in axialer Richtung vorzugsweise zwischen einer der beiden Schwungmassen und ei-

nem Element (Sonnenrad) des Planetengetriebes angeordnet ist und eine Tellerfeder aufweist, die sich an einer Reibscheibe abstützt.

18. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine der Schwungmassen eine mit pastenförmigem Medium zumindest teilweise gefüllte Kammer aufweist und mit Ansteuer-elementen für die in der Kammer angeordnete Federeinrichtung ausgebildet ist, die sich anderenfalls an dem Planetenträger abstützt.

19. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 18, dadurch gekennzeichnet, daß der Planetenträger sowie die übrigen Elemente (Sonnenrad, Planetenrad, Hohlrad) des Planetengetriebes in einer zwischen der Kammer und der anderen Schwungmasse vorgesehenen Aussparung angeordnet sind.

20. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer in Achsrichtung zur Aufnahme zumindest eines Teils der Elemente (Hohlrad, Planetenrad) des Planetengetriebes ausreichend groß ausgebildet ist.

21. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 18, 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer durch eine radial außen am Schwungrad befestigte, nach innen gerichtete Wandung begrenzt ist, wobei diese in Verbindung mit dem zugeordneten Element (Planetenrad) des Planetengetriebes zur Abdichtung vorgesehen ist.

22. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, 18 und 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß der Planetenträger auf der die Kammer beinhaltenden Schwungmasse gelagert ist und seinerseits als Lagerelement für die andere Schwungmasse dient.

23. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Planetenträger die andere Schwungmasse drehfest aufnimmt.

24. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen zumindest zweien der drei unterschiedlichen Massen eine die beiden jeweiligen Massen in vorbestimmbarer radialer Relativstellung zueinander haltende Lagerung vorgesehen ist.

25. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung zwischen einer der antriebsseitigen Schwungmasse zugeordneten Nabe und dem als Zwischenmasse wirksamen Planetenträger angeordnet ist.

26. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung zwischen der Nabe und einer der abtriebsseitigen Schwungmasse zugeordneten Stütze aufgenommen ist.

27. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3, 24 und 25 oder 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung durch ein Wälzlager gebildet wird, das an seiner radialen Innenseite durch die Nabe und an seiner radialen Außenseite durch die jeweils zugeordnete Masse gegen Axialbewegungen sicherbar ist.

28. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 27, dadurch gekennzeichnet,

daß dem Wälzlager an seiner radialen Außenseite Isolationsschilde vorzugsweise L-förmigen Querschnittes zugeordnet sind.

29. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 24, dadurch gekennzeichnet, daß sich die beiden jeweiligen Massen unter Bildung eines Gleitlagers direkt aneinander abstützen.

30. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 29, dadurch gekennzeichnet, daß die Stütze der abtriebsseitigen Schwungmasse an der der antriebsseitigen Schwungmasse zugeordneten Nabe aufliegt.

31. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 3 und 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Nabe an ihrem der abtriebsseitigen Schwungmasse zugewandten Ende gegenüber dem der antriebsseitigen Schwungmasse zugewandten Ende verjüngt ist und an ihrem verjüngten Ende über eine Lagerung geringer radialer Ausdehnung die abtriebsseitige Schwungmasse in radialer Richtung abstützt.

32. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, daß sich an der radialen Außenseite der Lagerung außerdem das Sonnenrad in radialer Richtung abstützt.

33. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Federeinrichtung bzw. die Kraftspeicher Schraubenfedern beinhalten.

34. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Schraubenfedern als Bogenfedern mit großem Längen-/ Durchmesser-Verhältnis ausgebildet sind.

35. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Schraubenfedern als kurze Federn mit kleinem Längen-/ Durchmesser-Verhältnis ausgebildet sind.

36. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 35, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Federn in Umfangsrichtung hintereinander und in Reihe wirksam angeordnet sind.

37. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 36, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher bzw. die Federeinrichtung radial außerhalb des Planetengetriebes angeordnet sind/ist.

38. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Kraftspeicher zumindest unter Fliehkrafteinwirkung radial außen an einem Verschleißschutz abstützen.

39. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 38, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenräder zur Bildung einer Übersetzung jeweils zweistufig ausgeführt sind.

40. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß über das Drehmomentbegrenzungsorgan zumindest das maximale Motormoment übertragbar ist.

41. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 40, dadurch gekennzeichnet, daß der Planetenradträger Bestandteil des Drehmomentbegrenzungsorgans ist.

42. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere

nach Anspruch 41, dadurch gekennzeichnet, daß der Planetenradträger mit dem Drehmomentbegrenzungsorgan verbunden ist.

43. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 42, dadurch gekennzeichnet, daß der Planetenradträger drehfest mit dem Drehmomentbegrenzungsorgan verbunden ist. 5

44. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentbegrenzungsorgan reibschlüssig mit einer der Schwungmassen verbunden ist. 10

45. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 44, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentbegrenzungsorgan reibschlüssig mit der ersten Schwungmasse verbunden ist. 15

46. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentbegrenzungsorgan mit einer die Kammer bildenden Wandung zusammenwirkt. 20

47. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 46, dadurch gekennzeichnet, daß die Wandung einstückig mit einer der Schwungmassen ausgeführt ist. 25

48. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 47, dadurch gekennzeichnet, daß die Wandung einstückig mit der ersten Schwungmasse ausgeführt ist.

49. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentbegrenzungsorgan mit Reibbelägen versehen ist. 30

50. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 49, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentbegrenzungsorgan einen axial wirksamen Kraftspeicher aufweist. 35

51. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 50, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftspeicher als Tellerfeder ausgeführt ist. 40

52. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 50 oder 51, dadurch gekennzeichnet, daß der axial wirkende Kraftspeicher mit einer die Kammer bildenden Wandung zusammenwirkt. 45

53. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine zusätzliche Reibeinrichtung vorgesehen ist.

54. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 53, dadurch gekennzeichnet, daß die zusätzliche Reibeinrichtung radial innerhalb des Drehmomentbegrenzungsorgans angeordnet ist. 50

55. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 53 oder 54, dadurch gekennzeichnet, daß die zusätzliche Reibeinrichtung zumindest über einen Teilbereich des Verdrehwinkels der Schwungmassen zueinander unwirksam ist. 55

56. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der Ansprüche 53 bis 55, dadurch gekennzeichnet, daß die zusätzliche Reibeinrichtung mit der zweiten Schwungmasse formschlüssig verbunden ist. 60

57. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 56, dadurch gekennzeichnet, daß der Formschluß spielbehaftet ist. 65

58. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, ge-

kennzeichnet durch zumindest einen Anschlag zum Schutz des Planetenradgetriebes vor Überlast, wobei der zumindest eine Anschlag parallel zum Planetenradgetriebe wirksam ist.

59. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere nach Anspruch 58, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlag elastisch ausgeführt ist.

Hierzu 13 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

Fig. 1

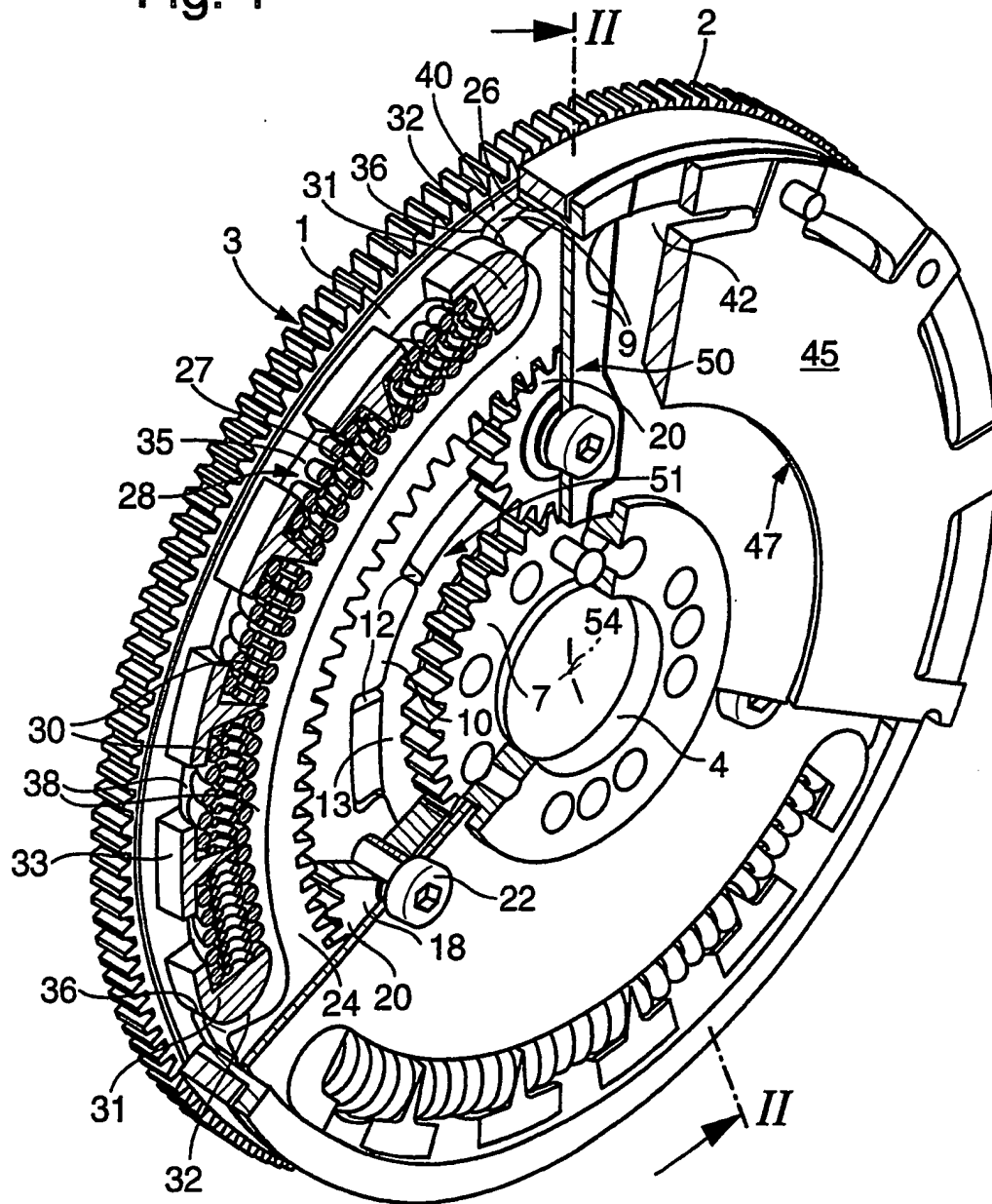


Fig. 2

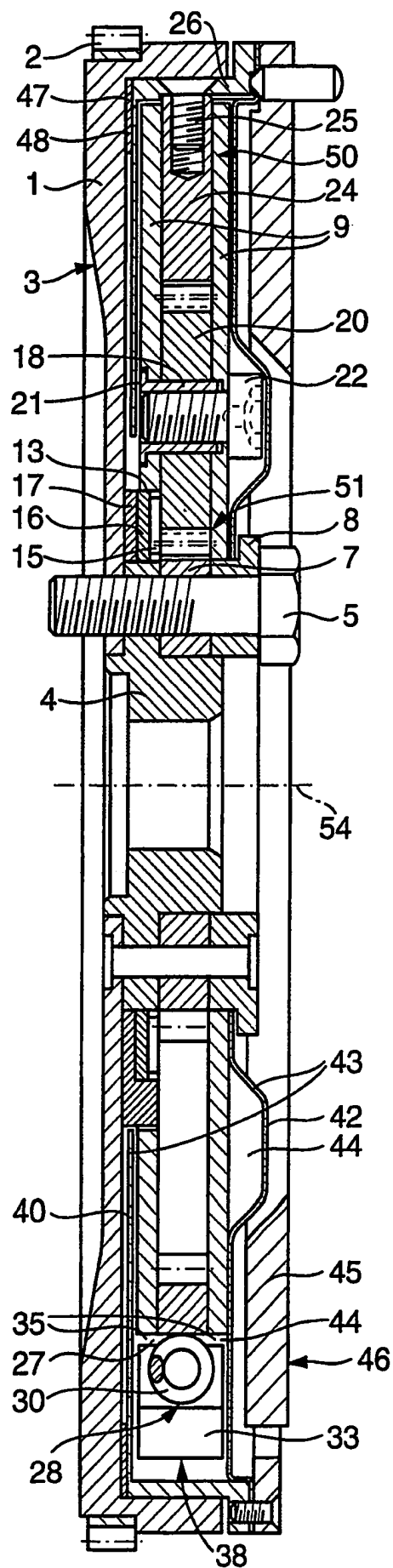


Fig. 3

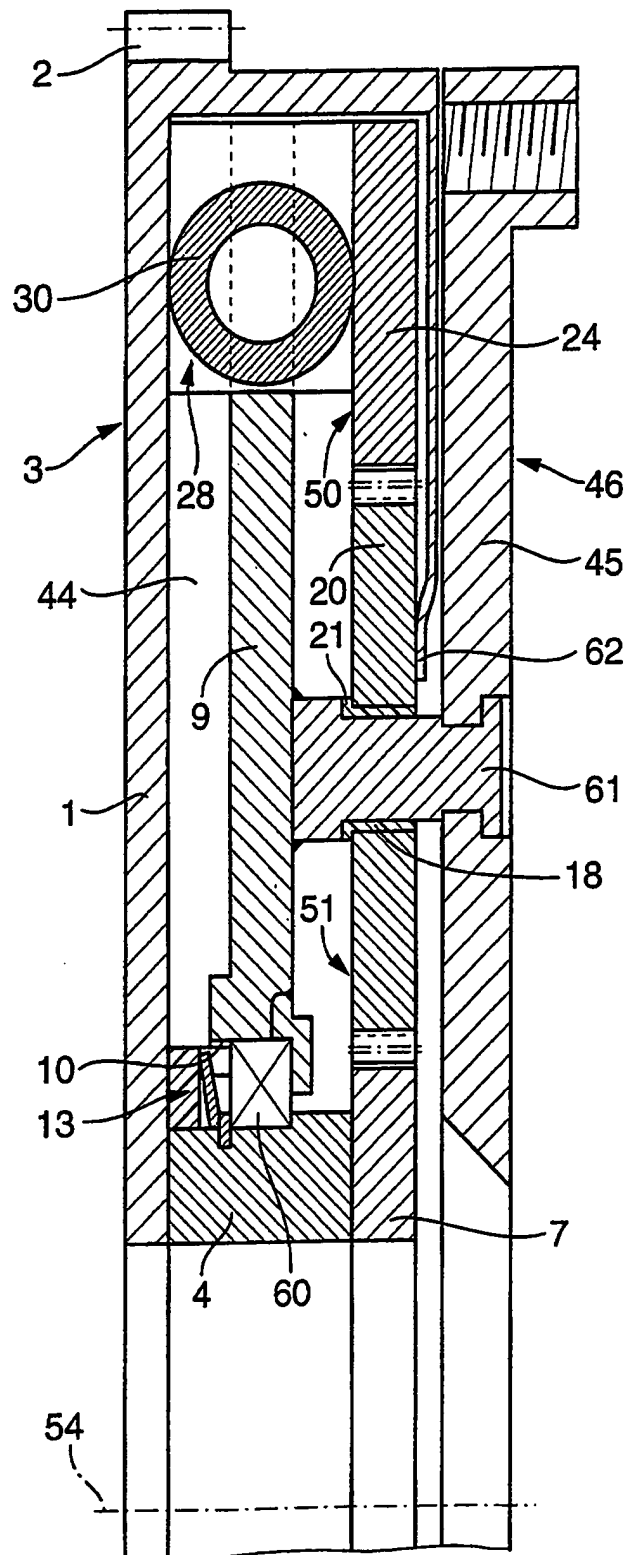


Fig. 4

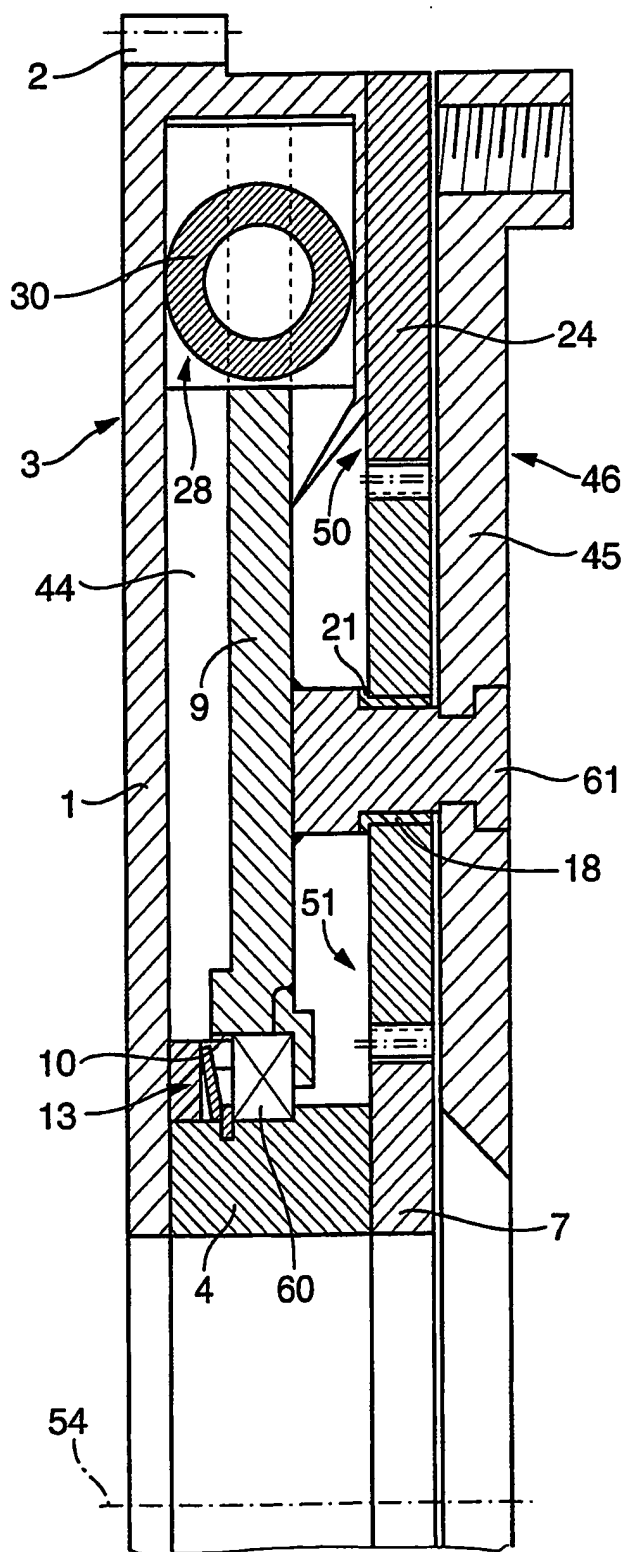


Fig. 5

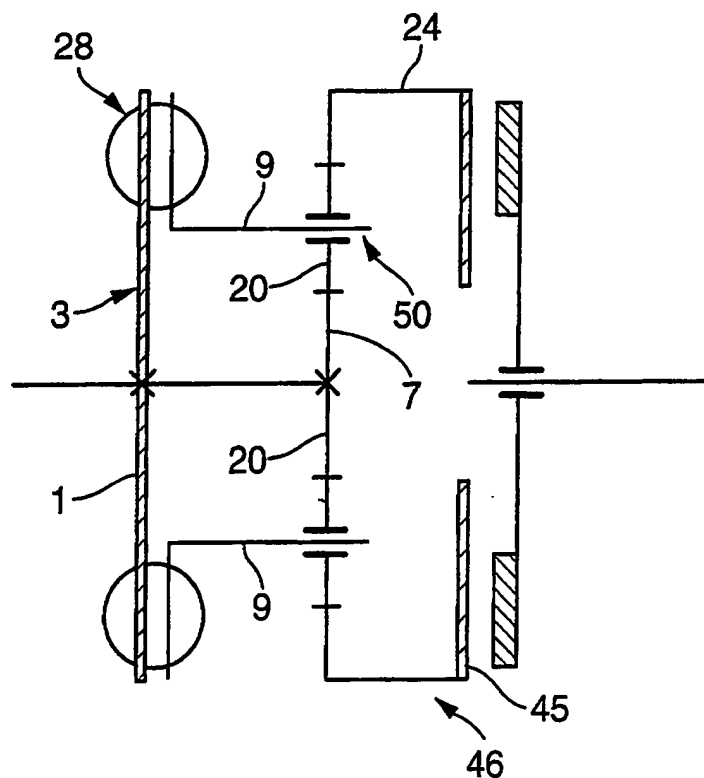


Fig. 6

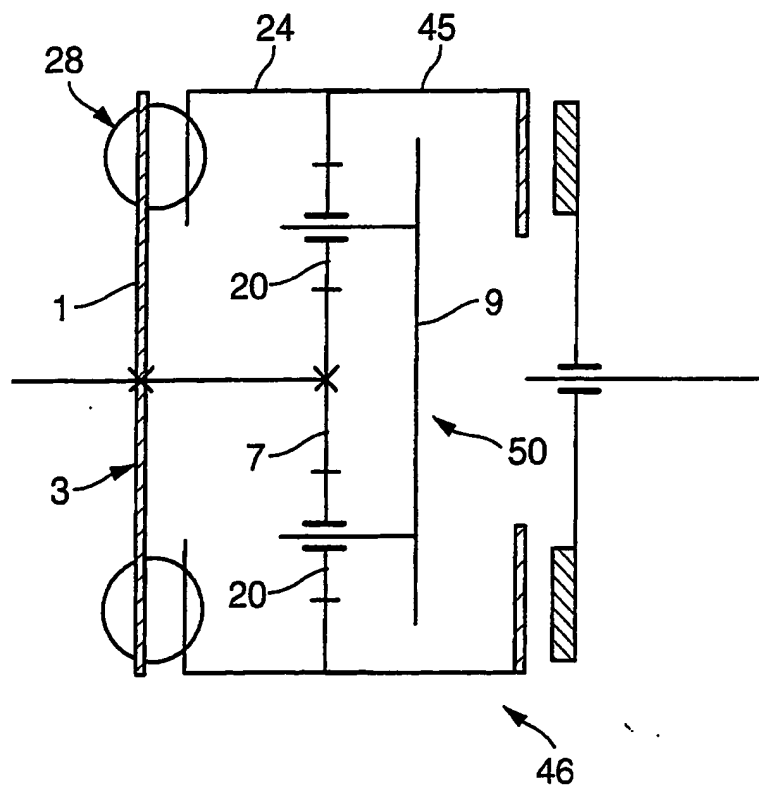


Fig. 7

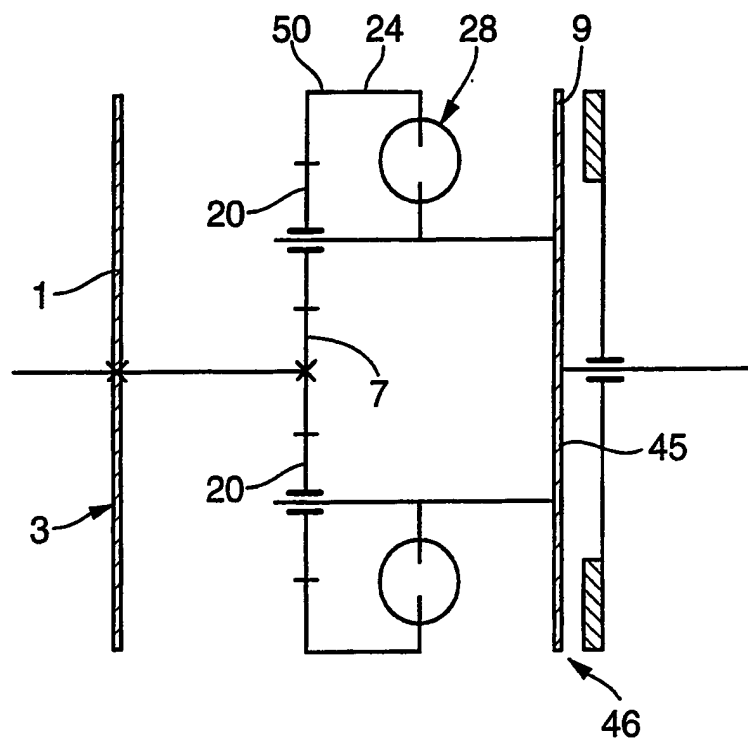


Fig. 8

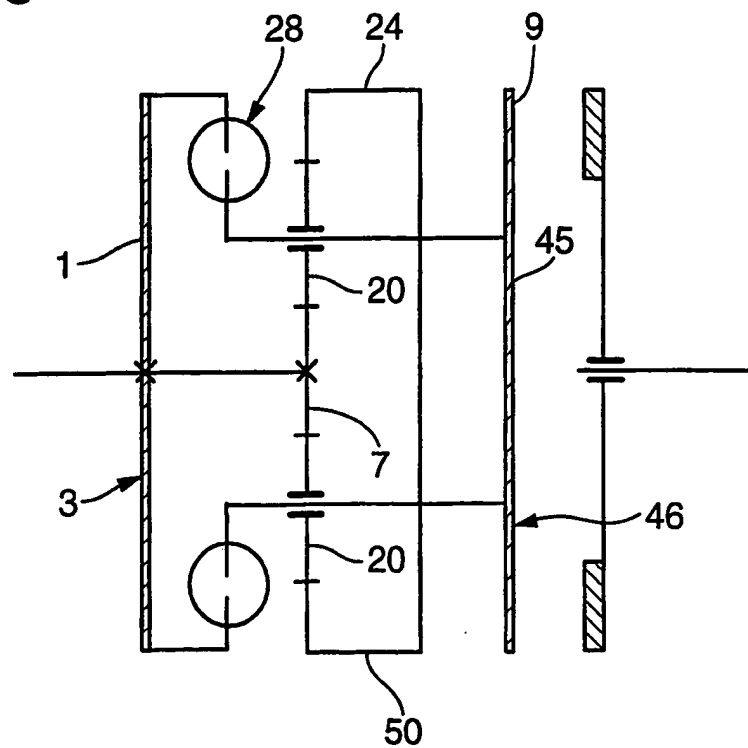


Fig. 9

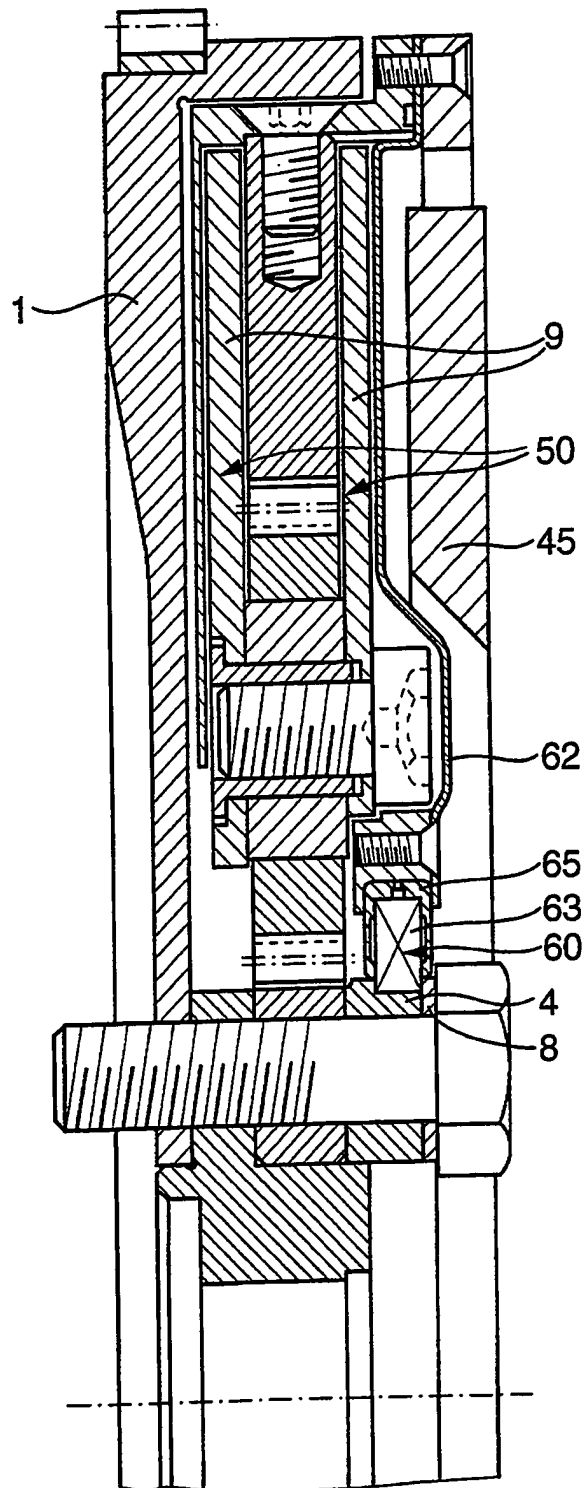


Fig. 10

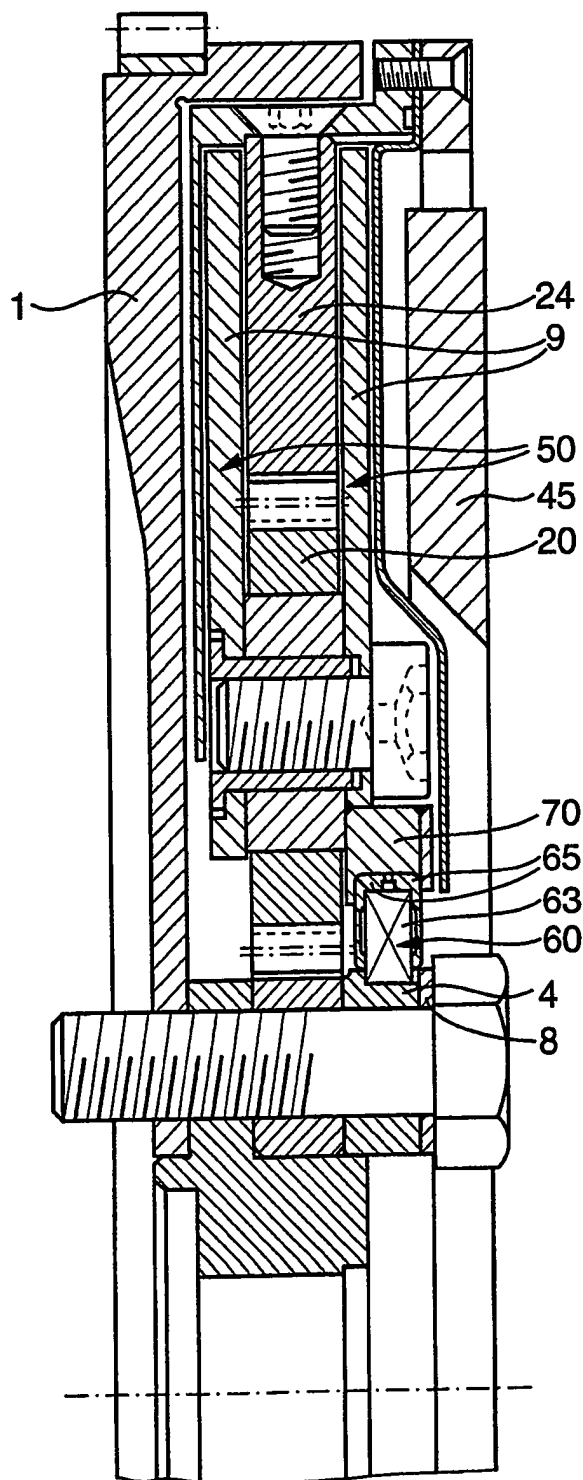


Fig. 11

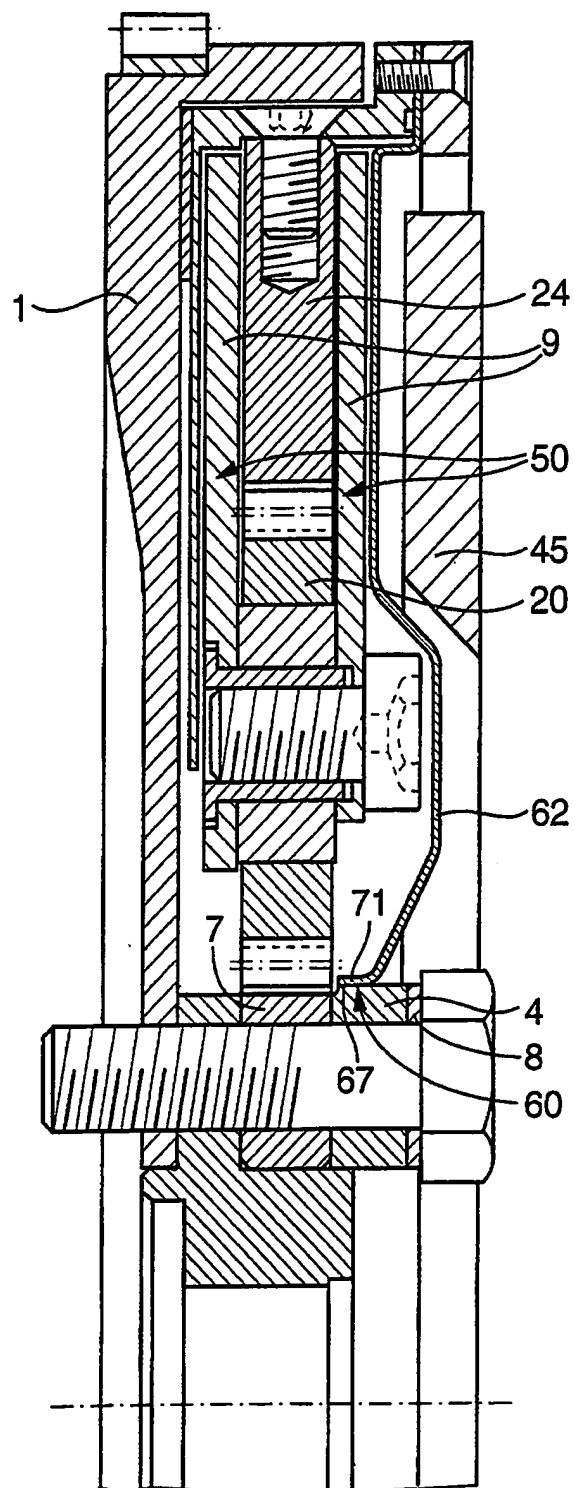


Fig. 12

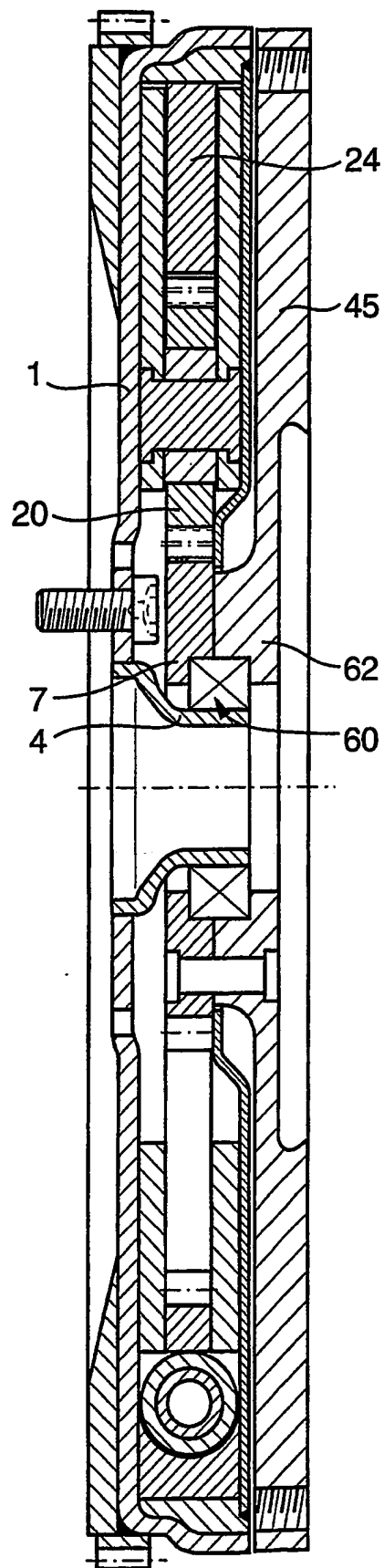


Fig. 13

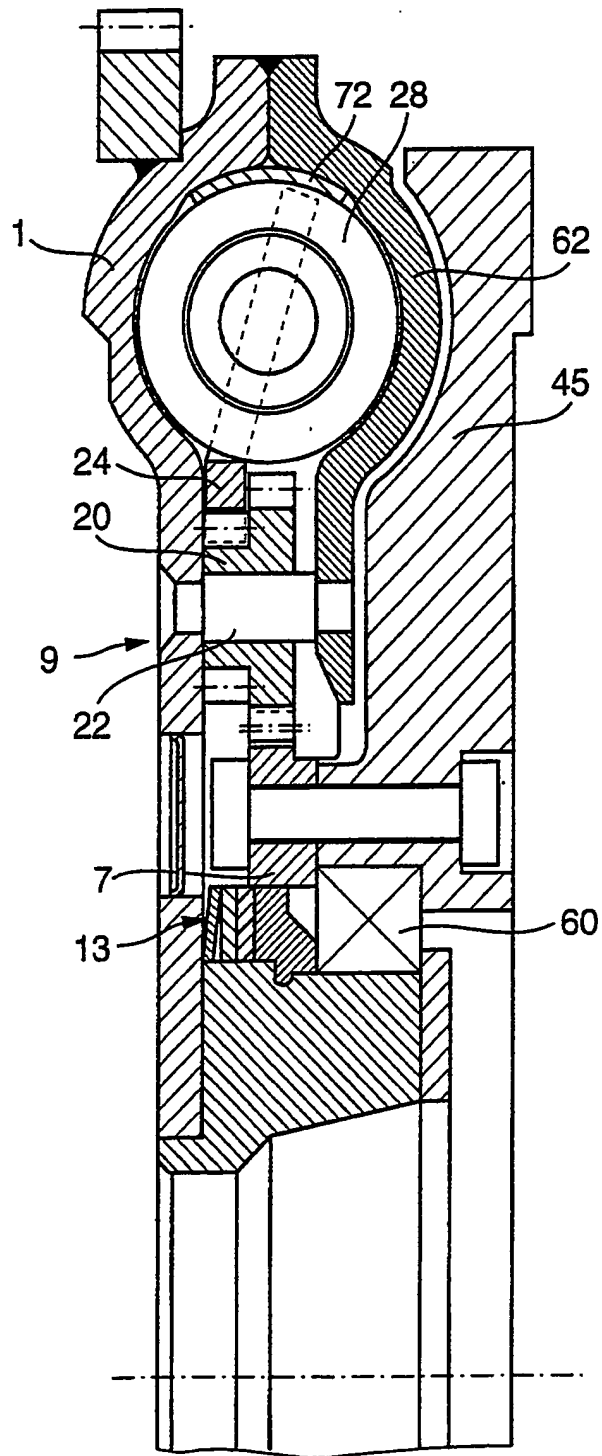


Fig. 14

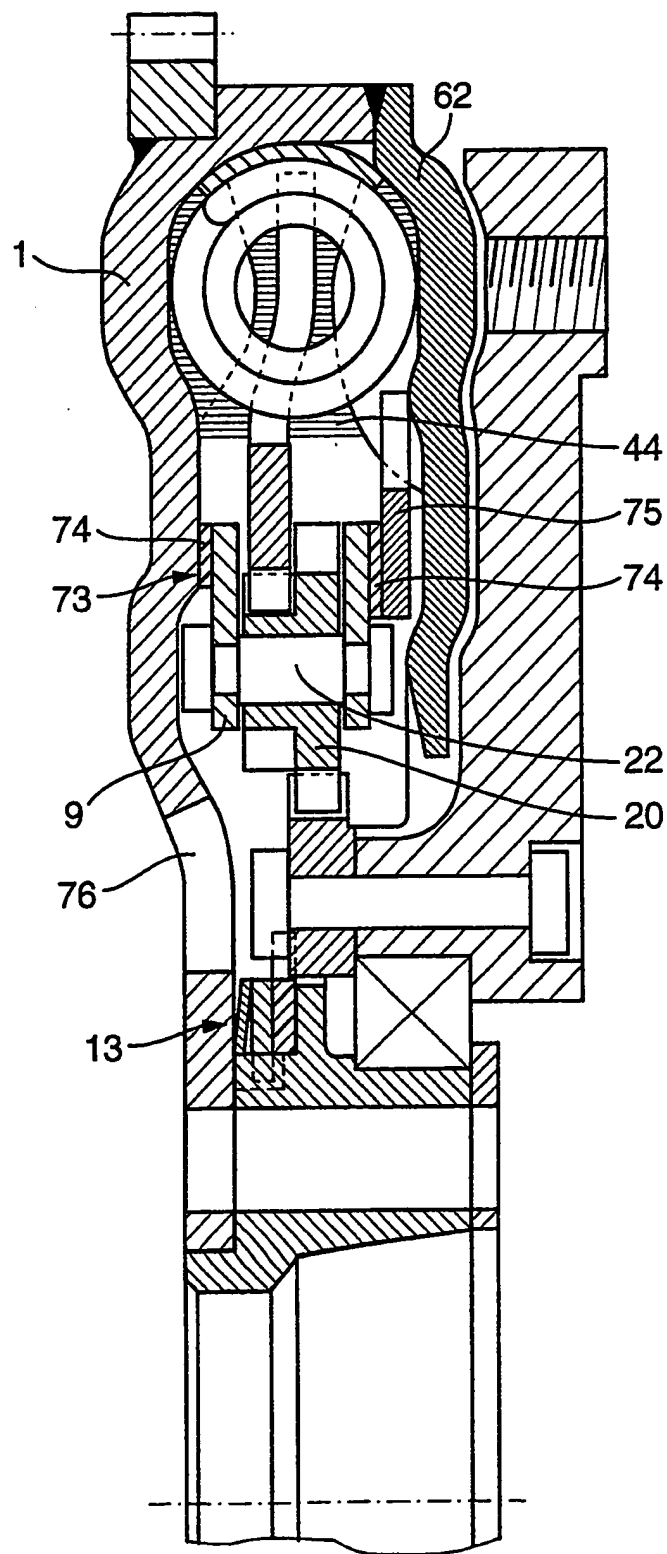


Fig. 15

